

# Berechnung und Konstruktion eines industriellen Kraftstofftanks

KREFELD, 2011

Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik

## **Bachelorarbeit**

zur Erlangung

des akademischen Grades

**Bachelor of Engineering (B.Eng.)**

# **" Berechnung und Konstruktion eines industriellen Kraftstofftanks "**

angefertigt im

Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik

Hochschule Niederrhein

vorgelegt von

**Pablo Beorlegui Iragui**

Matr.-Nr.: **827847**

Studiengang: **BA Maschinenbau**

Betreuender Professor: **Prof. Dr.-Ing. Conrad Eller**

Krefeld, im April 2011



## Kurzfassung der Bachelorarbeit

Titel der Arbeit: **" Berechnung und Konstruktion eines industriellen Kraftstofftanks "**

Verfasser der Arbeit: Pablo Beorlegui Iragui

Matr.-Nr. 827847

Betreuender Professor: **Prof. Dr.-Ing. Conrad Eller**

Zweiter Prüfer: -

Betreuende Einrichtung:

Kurzfassung der Arbeit: Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, einen industriellen Kraftstofftank zu berechnen und konstruieren. Zunächst sollen die allgemeinen Grundsätze zur Konstruktion von Schalenstrukturen erläutert werden. Die erforderlichen Berechnungen werden analytisch und numerisch unter Verwendung des Finite Elemente Programms ANSYS durchgeführt. Nach einem Vergleich der analytischen und numerischen Ergebnisse werden abschließend einige Bilder zur Konstruktion des Behälters gezeigt.

Stichwörter zum Thema: Behälter, Tank, Schalen, ANSYS.

Abgabe der Arbeit: **April 2011**



### Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere durch meine Unterschrift, dass die vorliegende Bachelorarbeit ausschließlich von mir verfasst wurde.

Es wurden keine anderen als die von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt.

Die Arbeit besteht aus 54 Seiten (ohne Anhang).

Krefeld, im April 2011 .....

(Unterschrift)

# **INHALTSVERZEICHNIS**

## **1 Einführung**

### **1.1 Autor des Projekts und Projektberichts**

### **1.2 Theorie der Rotationsschalen**

#### **1.2.1 Einführung**

#### **1.2.2 Geometrie der Rotationsschalen**

#### **1.2.3 Rotationsschalen im Anlagen und Apparatebau**

### **1.3 Annahmen und Voraussetzungen**

### **1.4 Mögliche Lösungen**

### **1.5 Gewählte Lösung**

#### **1.5.1 Grund für die Wahl**

#### **1.5.2 Design des Behälters**

## **2 Berechnungen**

### **2.1 Analytische Handrechnung**

#### **2.1.1 Eigenlasten**

- a) Zylinder**
- b) Deckel**
- c) Bodenplatte**
- d) Verschiedenes**

#### **2.1.2 Beanspruchungen**

- a) Auf den Zylinder**
- b) Auf die Bodenplatte**

#### **2.1.3 Windlasten**

#### **2.1.4 Sicherheitsfaktor**

### **2.2 Finite Element Methode**

#### **2.2.1 Einführung in die FEM und ANSYS**

#### **2.2.2 Berechnungen mit ANSYS**

### **3 Kraftstofftank Bau**

#### **3.1 Erdarbeiten (Anleitung)**

#### **3.2 Details der Bauarbeiten**

#### **3.3 Baustelle („in situ“)**

### **4 Bibliographie**

### **5 CD mit Projekt und ANSYS Bilder**

# Einführung



## **1.1 Autor des Projekts und des Projektberichts**

Der Autor dieses Projekt ist **Pablo Beorlegui Iragui**, Student an der Universität von Navarra, Fachbereich Maschinenbau. Diese Abschlussarbeit wird in Deutsch geschrieben und vorgelegt an der Hochschule Niederrhein.

### **Projektbericht**

Behälter: Der Tank wird verwendet , um eine ausreichende Versorgung mit einem Produkt für eine spätere Verwendung und / oder Vermarktung zu gewährleisten.

Der Zweck dieses Projektes ist die Auswahl, Planung, Berechnung und Konstruktion eines Behälters für Industrietreibstoff.

Dieser Tank wird in Spanien gebaut, in der Region von Navarra, Nordspanien. Deshalb werden in diesem Projekt die Normen Spaniens zugrundegelegt.

Der Tank wird für viele verschiedene Anwendungen konzipiert.

Der Behälter soll in einem Tanklager errichtet werden und dient zur Speicherung von Normalbenzin für die Kraftfahrzeug- und Maschinenindustrie.

Der Tank wird schätzungsweise ein Volumen von 10000 m<sup>3</sup> haben.

Als Standort für den Behälter wurde das Becken von Pamplona gewählt. Dieser Ort liegt relativ stadtnah, in einer eher ländlichen Ebene, die wenig Witterungsschutz bietet (durch kleine Gebäude und Bäume)

## ***STANDORT***

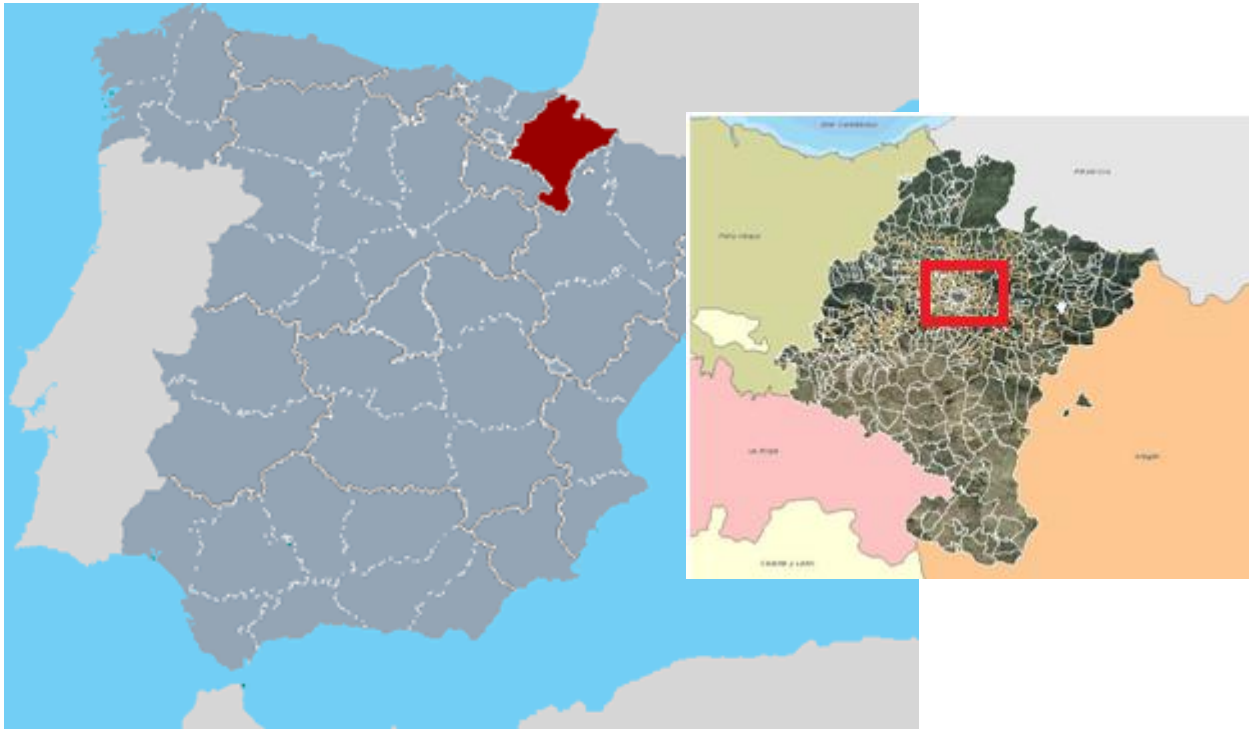


Abb. 1: Navarra in Spanien.

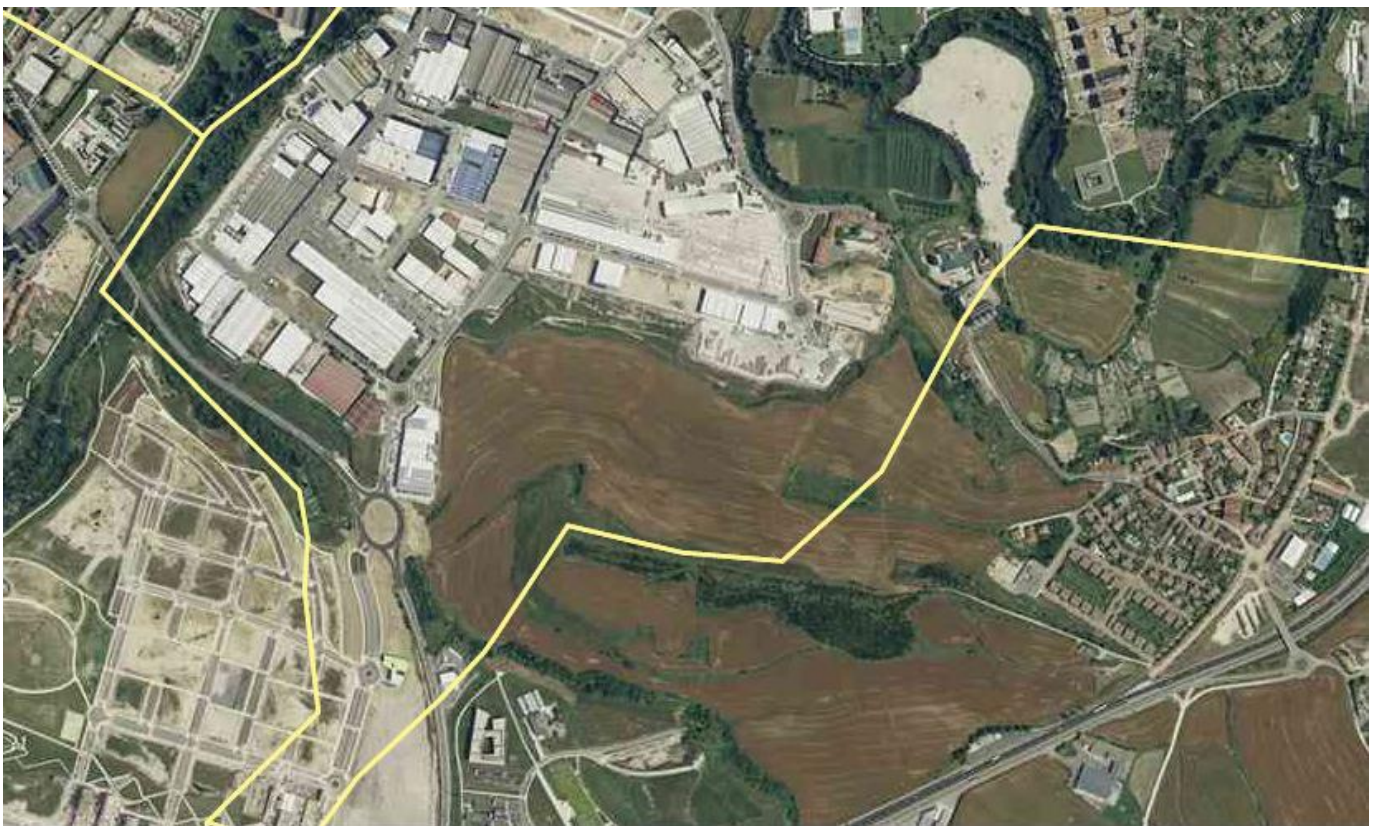


Abb. 2: Industrielle Komplexe in Navarra.

Bei der Wahl dieses Ortes wurden auch folgende Punkte berücksichtigt:

1. Standpunkt des Gebäudes in Bezug auf bestehende Gebäude und künftige Erweiterungen.
2. Mindestabstand von zwei Metern von dem äußeren Umfang des Behälters für Installation und Wartung.
3. Der Tank muss von den vorhandenen Bäumen um etwa die doppelte Höhe dieser getrennt werden.
4. Eine geotechnische Studie des Bodens über die Tragfähigkeit des Untergrundes.

Das Projekt umfasst sowohl die technischen und wirtschaftlichen Arbeitsschritte, als auch die nötigen Basisdaten, Berechnungen und die allgemeinen Pläne für die Ausführung des Bauwerks.

## 1.2 Theorie der Rotationsschale

### 1.2.1 Einführung

Wenn wir uns mit der Schalentheorie beschäftigen wollen, ist als erstes eine genaue Definition des Begriffes einer Schale erforderlich. Dies ist wichtig, da im Ingenieurwesen unter einer Schale etwas ganz anderes verstanden wird als im Sprachgebrauch des gewöhnlichen Lebens.<sup>0</sup>

#### Was ist eine Schalen-Struktur?

Schalen sind dünnwandige Flächentragwerke, die Dank ihrer Krümmung in der Lage sind, Lasten ohne Biegeeffekte abzutragen. Da die meisten Baustoffe eine wesentlich höhere Tragfähigkeit bei Druckbelastung als bei Biegung haben, besitzen Schalen ein hohes Tragvermögen.

Aufgrund der gekrümmten Geometrie einer Schalen-Struktur breiten sich die Kräfte in der ganzen Struktur aus. Jeder Teil der Struktur trägt nur einen kleinen Teil der Last, woraus sich die hohe Tragfähigkeit ergibt.

Da die meisten Materialien Kompressionskräften besser widerstehen als Biegekräften, sind Schalen-Strukturen von geringerer Dicke als flache Strukturen.

#### Was sind Beispiele für Schalen-Strukturen?

Einige Beispiele für Schalen-Strukturen sind Lagertanks (Wasser, Öl, Gas), Kuppeln und Druckbehälter.

Andere Beispiele: Iglus, Eierkartons, Lebensmittel-oder Pop Dosen, oder sogar Blasen im Schaum sowie Windbeutel.

**Eine Schalen – Struktur ist also ein beliebig im Raum gekrümmtes, dünnes flaches Bauteil. Es gilt die Dünnehypothese  $h \ll L$ , wobei  $h$  die Schalendicke und  $L$  eine charakteristische Schalenabmessung (Höhe, Radius, etc.) ist.**

[2]

### 1.2.2 Geometrie der Rotationsschalen

Mit den grundlegenden Gedankengängen der Schalentheorie machen wir uns am besten vertraut, wenn wir zunächst nur eine bestimmte Schalengattung betrachten. Hierzu sind am besten die Rotationsschalen geeignet, die zugleich die wichtigste Schalenklasse für den Kuppel- und Behälterbau darstellen.

In Bild 3 ist eine Rotationsschale, so wie sie im Kuppelbau Verwendung finden könnte, angedeutet. Die Mittelfläche entsteht durch Rotation einer Kurve um eine Achse, die wir als Schalenachse bezeichnen. Das Netz der Krümmungslinien ergibt sich durch Schnitte der Mittelfläche mit Ebenen, die einmal durch die Schalenachse hindurch gehen, das andere Mal auf ihr senkrecht stehen.

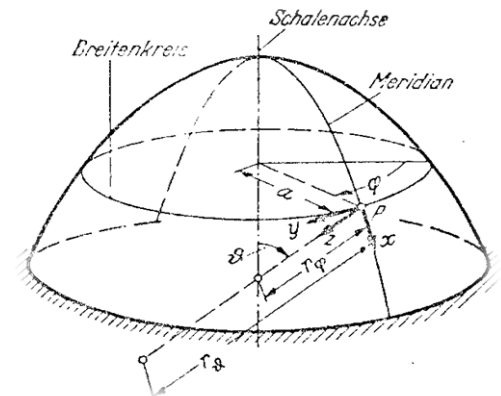


Abb 3: Rotationsschale mit Bezeichnungen

Nach Abbildung 3 seien folgende Bezeichnungen eingeführt, wobei P ein beliebiger Punkt der Mittelfläche ist:

- $r_\varphi$ : Krümmungshalbmesser des Meridians,
- $r_\varphi$ : Länge der Schalennormalen von Punkt P bis zur Schalenachse,
- $\alpha$ : Krümmungshalbmesser des Breitenkreises.

Zur Festlegung eines Punktes P der Mittelfläche benutzen wir die Winkel  $\theta$  und  $\varphi$ . Dabei ist  $\theta$  der Winkel zwischen Schalenachse und Schalennormale und  $\varphi$  der Winkel zwischen dem zum Punkt P zugehörigen Halbmesser  $\alpha$  und einer im Einzelfall zu wählenden Nullrichtung.

Zwischen den Halbmessern 1 und 2 besteht die aus Bild 3 abzulesende

Beziehung:  $\alpha = r_\varphi \cdot \sin \theta$

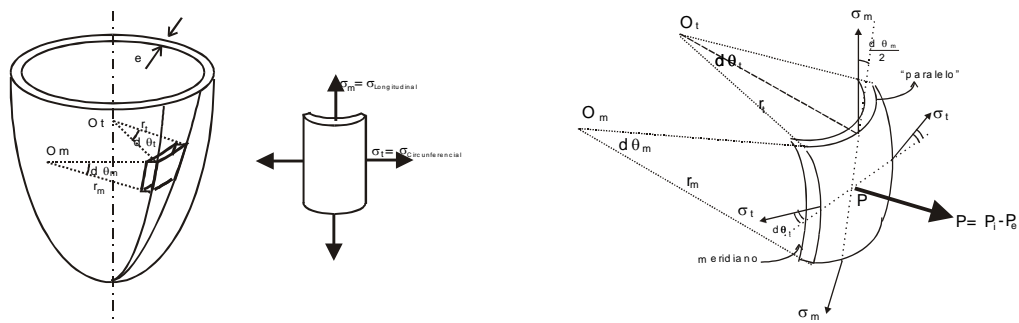


Abb. 4 : Ringkraft im Schalen- Struktur

Kräftegleichgewicht senkrecht zur Schalenmittelfläche:

$$p \cdot r_m \cdot d\theta_m \cdot r_t \cdot d\theta_t = 2\sigma_m \cdot r_t \cdot d\theta_t \cdot e \cdot \sin(d\theta_t/2) + 2\sigma_t \cdot r_m \cdot d\theta_m \cdot e \cdot \sin(d\theta_m/2) \Rightarrow$$

$$p \cdot r_m \cdot r_t \cdot d\theta_t \cdot d\theta_m = 2\sigma_m \cdot r_t \cdot d\theta_t \cdot e \cdot d\theta_t/2 + 2\sigma_t \cdot r_m \cdot d\theta_m \cdot e \cdot d\theta_m/2 \Rightarrow$$

$$p \cdot r_m \cdot r_t = \sigma_m \cdot r_t \cdot e + \sigma_t \cdot r_m \cdot e \Rightarrow$$

$$\frac{p}{e} = \frac{\sigma_m}{r_m} + \frac{\sigma_t}{r_t}$$

Im Falle der Kreiszylinderschale ist der Krümmungsradius in Meridianrichtung unendlich ( $r_m \rightarrow \infty$ ) und in Umfangsrichtung gleich dem Radius des Kreiszylinders  $r_t = R$ .

Damit wird:

$$\frac{\sigma_m}{\infty} + \frac{\sigma_t}{R} = \frac{p}{e} \quad \text{und} \quad \sigma_t = \frac{pR}{e} = \sigma_l$$



### 1.2.3 Rotationschalen im Anlagen und Apparatebau

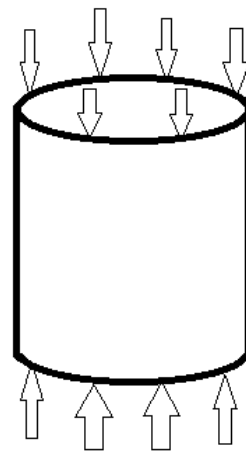
In Abhängigkeit vom Kräfteverlauf in der Schale unterscheidet man zwei unterschiedliche Theorien:

#### 1.- Membrantheorie

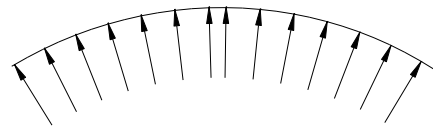
In jedem Schnitt senkrecht zur Schalenmittelfläche (SMF) treten nur Kräfte auf, deren Wirkungslinien in der SMF liegen. In diesen Fällen spricht man von einem Membranspannungszustand. Schalen, bei denen der Lastabtrag weitgehend durch Membrankräfte erfolgt, nennt man Membranschalen.

#### **BEISPIELE:**

Axial gedrückter Kreiszylinder



Kugekalotte unter Innendruck



Für das Auftreten des Membranspannungszustands müssen folgende Voraussetzungen erfüllt sein:

#### 1. Stetigkeit der Belastung

Einzellasten oder bereichsweise Flächenlasten sind mit der Membrantheorie unverträglich (können durch Membranschnittkräfte nicht aufgenommen werden)

### 1.3 - Annahmen und Voraussetzungen

Alle Analysen und Diskussionen werden sich auf dünne Schalen beziehen. Wie allgemein bekannt ist, ist die Grundlage aller klassischen Schalen Theorien die "Love-Kirchhoff" Hypothese, die besagt, dass:

1. Die Dicke der Schale sehr klein im Vergleich zu seinen anderen Dimensionen ist.
2. Die Verformungen der Schale klein sind.
3. Die transversale Normalspannung vernachlässigbar sind.
4. Die Normale der Referenzoberfläche der Schale bleibt bei Verformung gerade.
5. Die Normale der Bezugsfläche erfährt eine vernachlässigbare Längenänderung während der Verformung.

Bei dickwandigen Schalen treten zugleich Schubbeanspruchung mit entsprechenden Schubdeformationen auf, so dass hier die Dünnehypothese und die Kirchhoff – Love nicht mehr gelten.

Darüber hinaus, wenn nicht anders angegeben, liegen der vorliegenden Arbeit folgende Annahmen zugrunde:

1. Die Materialien der Schalen sind linear elastisch.
2. Die Schalen besitzen konstante Dicken.
3. Die Verschiebungen verändern sich linear über die Dicke der Schale.

Als Tankbefüllung wird Diesel mit einer durchschnittlichen Dichte von ungefähr  $833\text{kg/m}^3$  angenommen.



## 1.4 Mögliche Lösungen

In der Klassifizierung der möglichen Lösungen wird zwischen Form und Material des Tanks und der Kuppel unterschieden.

### DER TANK:

#### **Form:**

Der Behälter könnte viele Formen haben. Er könnte ein geometrisches Prisma, Zylinder oder eine Kugel sein.

**Prisma:** Sie haben im Allgemeinen eine rechteckige Grundfläche.

Eine Tank dieser Form kann sowohl über- als auch unterirdisch gebaut werden.

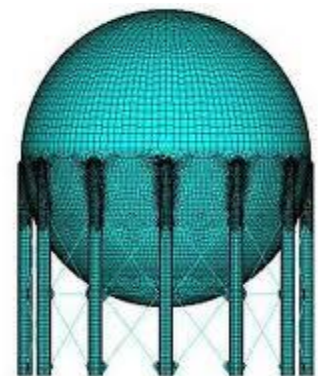
Bsp: Dies ist ein 40.000 Liter fassender Industrietank.



#### **Kugel:**

Wird für gasförmige Produkte verwendet.

Er wird durch mehrere im Boden verankerte Stützen gehalten.



#### **Zylinder:**

Es gibt zwei mögliche Varianten.

- 1 .- Horizontale Zylinder.
- 2 .- Vertikale Zylinder mit flachem Boden.

Liegende zylindrische Tanks besitzen in der Regel ein relativ geringes Volumen, weil ihre Stützweiten zur Beschränkung der Durchbiegungen in der Regel klein gehalten werden. Sie werden normalerweise verwendet, um kleine Volumen zu speichern.



Vertikale zylindrische Behälter mit flachem Boden ermöglichen es uns, große volumetrische Mengen zu niedrigen Kosten zu speichern.

Eine Einschränkung ist, dass er nur bei Atmosphärendruck beziehungsweise bei relativ geringen Innendrüken verwendet werden kann.

Diese Arten von Tanks sind wie folgt eingeteilt:



- **Das feste Dach:** Es dient dazu, den Behälter nach oben hin abzuschließen. Durch die Verringerung der Flüssigkeitssäule entsteht eine Luftkammer, was die Verdunstung von Flüssigkeiten begünstigt. Dies ist höchst gefährlich.

- **Das schwimmende Dach:** Es wird verwendet, um Produkte mit hohem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen wie Alkohol, Benzin und Treibstoff im Allgemeinen zu speichern.

Diese Art von Dach wurde entwickelt, um wenig freien Platz zwischen der Flüssigkeit und der Abdeckung zu gewährleisten. Dadurch wird die Flüssigkeit einerseits isoliert, andererseits wird Verdunstung vermindert, wodurch weniger Schadstoffe in die Umwelt gelangen und gleichzeitig wird die Gefahr bei der Lagerung von brennbaren Produkten reduziert.

- **Kein Dach:** Für Produkte, bei denen es nicht wichtig ist, ob sie kontaminiert werden oder in die Atmosphäre verdampfen wie im Fall von Wasser, Abwasser, Feuerwehr, etc.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Festdachtank verwendet. Die schwimmenden Dächer sind patentiert und werden daher im Folgenden nicht weiter behandelt.

## 1.5 Gewählte Lösung

### 1.5.1 Grund für die Wahl

Die beste Wahl in diesem Fall ist, einen Zylinder mit senkrechter Achse zu bauen.

Es wird ein Vorratsbehälter für flüssigen Brennstoff benötigt. Deshalb kann der Bau eines Kugeltanks ausgeschlossen werden.

Für größere Tanks, wie in unserem Fall werden zylindrische Tanks oft konstruiert, denn die Berechnungen sind einfacher, weil sie rotationssymmetrisch sind.

Es werden so auch Ecken vermieden, die in der Regel problematisch bei der Konstruktion und Abdichtung sind.

Ein horizontaler Tank ist zwar symmetrisch, aber die Belastungen greifen nicht längs der Symmetrieachse an. Selbst wenn sie voll beladen sind, ist das Kräftegewicht nicht einfach zu berechnen.

Der einzige Tank, der die nötigen Symmetrieeigenschaften erfüllt, ist der vertikale Kreiszylinder.

Die bestmögliche Form der Kuppel zu ermitteln, ist etwas schwieriger.

Für einen Behälter mit diesen Bedingungen haben wir drei einfache Möglichkeiten, um ihn abzudecken. Da die Substanz brennbar ist, wird eine feuerfeste Abdeckung benötigt.

Mögliche Formen der Abdeckung sind:

- Flachdach
- Kegelförmige Gehäuse
- Abdeckung in Form einer Kugel

Für die weiteren Untersuchungen wird die Kugelabdeckung gewählt. Mit dieser Konstruktion gelingt die Ableitung von Schnee und anderen Lasten ohne übermäßige Eigenlastberechnungen.

Bei hohen Beanspruchungen kann am Fußpunkt der Kuppel noch ein Ring angeordnet werden, der die Kräfte aus dem Kuppelschub aufnimmt. Im vorliegenden Fall ist, wie die Berechnungsergebnisse zeigen, ein solcher Versteifungsring nicht erforderlich.

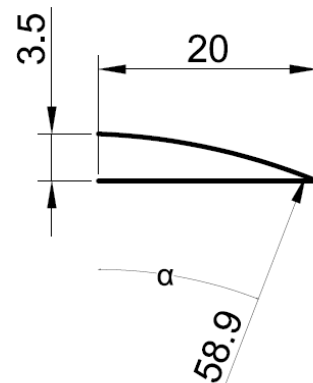
### 1.5.2 Design des Behälters

Der Behälter besteht aus einer 50 mm dicken kreisförmigen Grundplatte, einer 10 Meter hohen und 100 mm dicken Zylinderschale ( Durchmesser 40 m ) und einer 50 mm dicken Kugelschale.

Bodenplatte, Zylinder und Kuppel werden aus Stahl hergestellt. Das Fundament wird aus Beton gefertigt. Dieses besteht nicht aus einer zusammenhängenden Fläche, sondern aus Blöcken rund um den Umfang des Zylinders sowie aus einen im Zentrum angeordneten Fundamentblock, um Untergrundbewegungen zu minimieren.

Der Kuppelradius ergibt sich aus:

$$\begin{aligned}
 20^2 + (R - 3.5)^2 &= R^2 \rightarrow \\
 400 + R^2 + 12.25 - 7R &= R^2 \rightarrow \\
 R &= 412.25 / 7 = 58.9 \\
 \alpha &= \arcsin (20/58.9) = 19.85^\circ
 \end{aligned}$$



### SCHALENPARAMETER

Kugel ( $\nu = 0$ ):

$$\lambda_k^4 = (R_k^2 / h^2) * 3 * (1 - \nu^2) = 3 * 58.9^2 / (0.05)^2 = 4163052$$

$$\lambda_k = 45.17$$

Kreiszylinderschale (KZS) :

$$\lambda_z^4 = 3 * (1 - \nu^2) / (R_z^2 * h^2) = 3 / (20^2 * 0.1^2) = 0.75$$

$$\lambda_z = 0.931$$

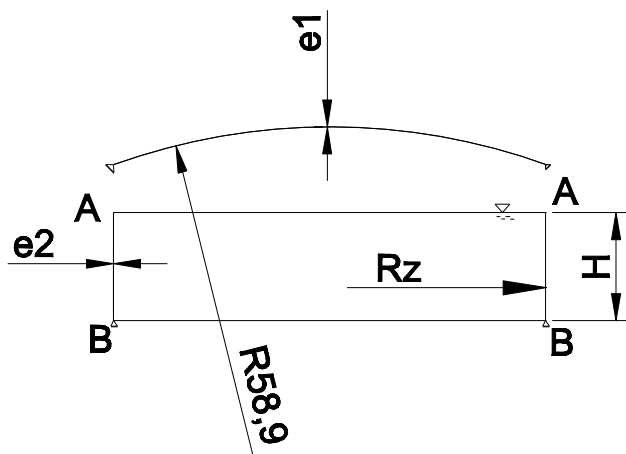
# Berechnung

## 2.- Berechnung des Stahltanks

### 2.1 Analytische Handrechnung

#### 2.1.1 „Statisch Unbestimmte“

##### 1) Membranlösung (Lastfall Flüssigkeitsfüllung)



$$\mu_F = 10 \text{ KN} / \text{m}^3$$

Kugelschale:  $n_{110} = n_{220} = 0$  ;  $\Delta r_{ko} = 0$  ;  $\chi_{ko} = 0$  ( Kugel unbelastet )

Kreiszyklinderschale (KZS):

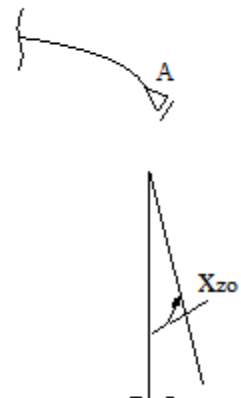
$$n_{110} = 0 \quad ; \quad n_{220} = \mu_F * z * R_z = 10 * z * 20 = 200 \text{ (KN/ m}^2\text{)} * z$$

**Punkt A:**  $\Delta r_{zo} = 0$

$$\chi_{zo} = \mu_F * R_z^2 / (E * e_2) =$$

$$10 * 20^2 / (2.1 * 10^8 * 0.1) = 1.905e-4$$

$$\chi_{zo} = 1.905e-4$$

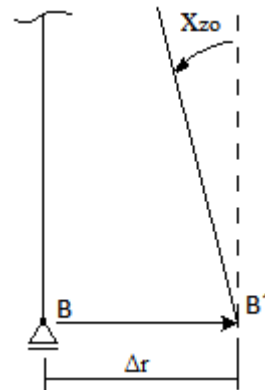


Der Drehwinkel wird durch den hydrostatischen Druck verursacht.

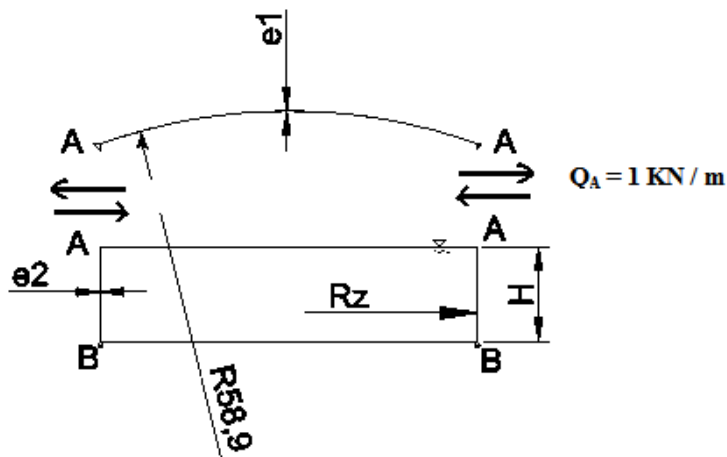
### Punkt B:

$$\Delta \mathbf{r}_{z0} = \mu_F * R_z^2 * z / (E * e_2) = 1.905e-3 = \mathbf{1.905mm}$$

Die Verschiebung des Punktes B in Bezug auf seine ursprüngliche Position ist wegen des großen Durchmessers des Behälters verständlich.



## 2) Statisch Unbestimmte $Q_A = 1 \text{ KN / m}$



$$\alpha = 19.85$$

Kugelschale:

$$\Delta r_{KQ} = -[2 (R_k * \lambda_k) / (E * h)] * Q_A * \sin^2 \alpha ;$$

$$\Delta r_{KQ} = - [2 * 58.9 * 45.17 / (2.1 * 10^8 * 0.05)] * 1 * \sin^2 19.85$$

$$\Delta r_{KO} = -0.000507 * \sin^2 19.85 = -5.843 \text{ e-5 m}$$

$$\Delta r_{\text{KO}} = -0.0584 \text{ mm}$$

$$\chi_{\text{KO}} = [2 * \lambda_{\text{K}}^2 / (E * h)] * Q_A * \sin \alpha =$$

$$= 6.61 \text{ e-4} * \sin 19.85 =$$

$$\chi_{\text{KQ}} = 2.244 \text{ e-4} = 0.0002244$$



Kreiszyinderschale (KZS):

$$\Delta r_{ZQ} = 2 * Q_A * R_Z^2 * \lambda_Z / (E * h) =$$

$$2 * 1 * 20^2 * 0.931 / (2.1 * 10^8 * 0.1) =$$

$$\Delta r_{ZQ} = 3.55e-5 \text{ m} = \mathbf{0.0355 \text{ mm}}$$

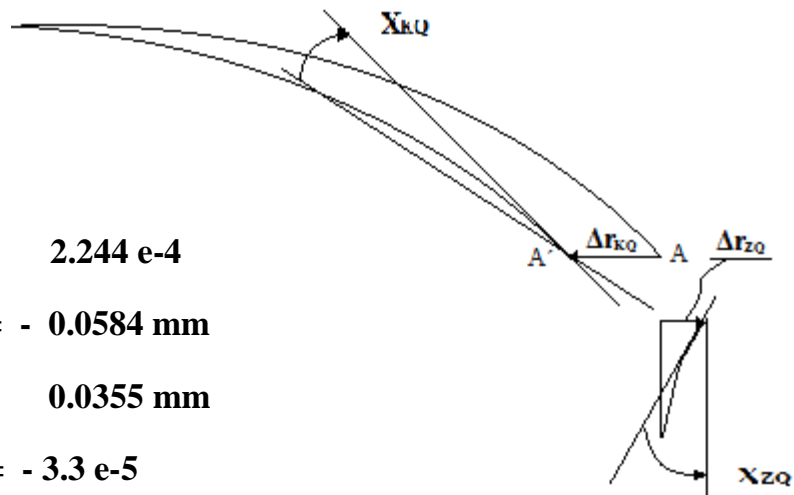
$$\chi_{ZQ} = -2 * Q_A * R_Z^2 * \lambda_Z^2 / (E * h) = \mathbf{- 3.3 e-5}$$

$$\chi_{KQ} = \mathbf{2.244 e-4}$$

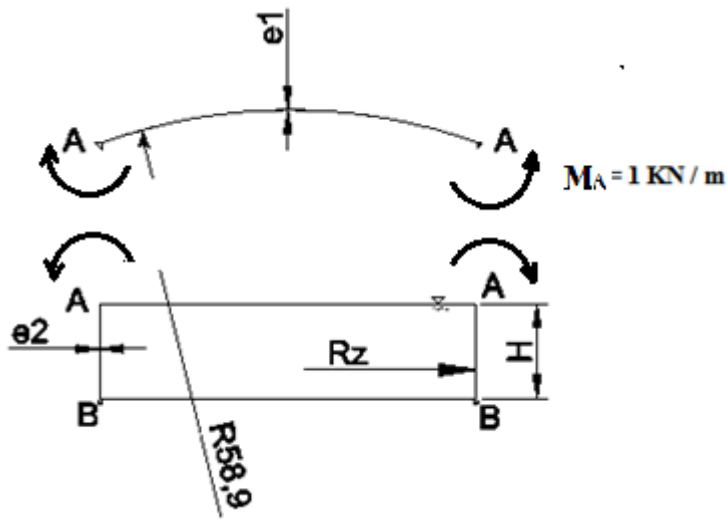
$$\Delta r_{KQ} = \mathbf{- 0.0584 \text{ mm}}$$

$$\Delta r_{ZQ} = \mathbf{0.0355 \text{ mm}}$$

$$\chi_{ZQ} = \mathbf{- 3.3 e-5}$$



### 3) Statisch Unbestimmte $M_A = 1 \text{ KN m / m}$



Kugelschale:

$$\Delta r_{KM} = [2 * \lambda_k^2 / (E * h)] * M_A * \sin \alpha =$$

$$\Delta r_{KM} = [2 * 45.17^2 / (2.1 * 10^8 * 0.05)] * 1 * \sin 19.85$$

$$\Delta r_{KM} = 0.000132 \text{ m}$$

$$\Delta r_{KM} = \mathbf{0.132 \text{ mm}}$$

$$\chi_{KM} = -[4 * \lambda_k^3 / (E * h * R_k)] * M_A =$$

$$= -5.96e-4$$

$$\chi_{KM} = \mathbf{-5.96e-4}$$

Kreiszyinderschale (KZS):

$$\Delta r_{ZM} = 2 * M_A * R_Z^2 * \lambda_Z^2 / (E * h) =$$

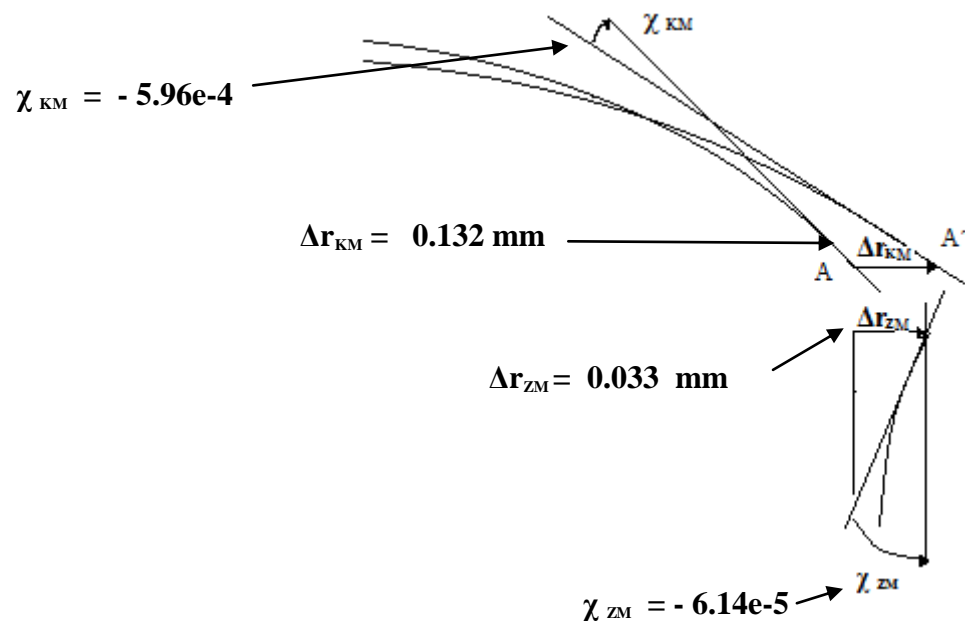
$$2 * 1 * 20^2 * 0.931^2 / 2.1 * 10^8 * 0.1 =$$

$$\Delta r_{ZM} = 3.302 \text{ e-5 m} = \mathbf{0.033 \text{ mm}}$$

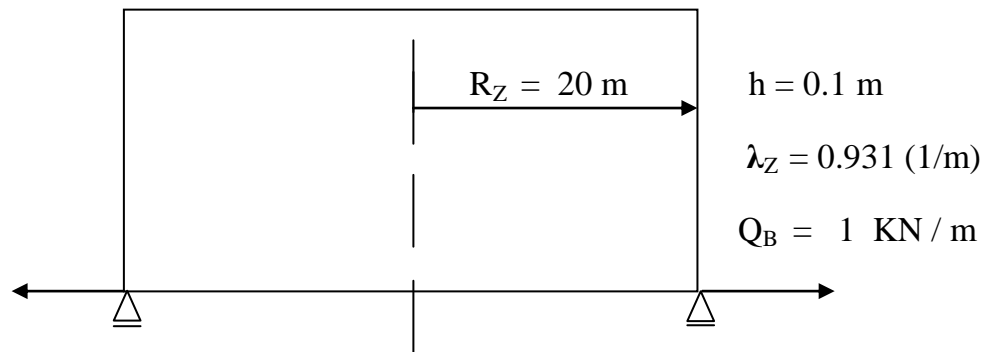
$$\chi_{ZM} = - [ 4 * M_A * R_Z^2 * \lambda_Z^3 / (E * h) ] =$$

$$= - [ 4 * 1 * 20^2 * 0.931^3 / 2.1 * 10^8 * 0.1 ] =$$

$$\chi_{ZM} = \mathbf{- 6.14 \text{ e-5}}$$



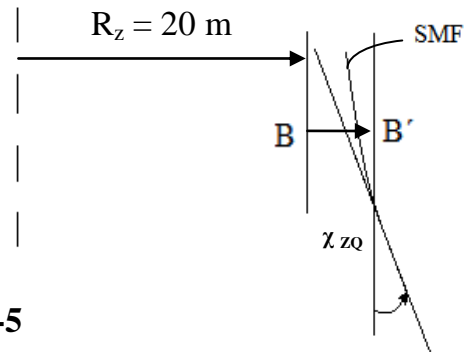
#### 4) Statisch Unbestimmte $Q_B = 1 \text{ KN / m}$



$$\Delta r_{ZQ} = 2 * Q_B * R_Z^2 * \lambda_Z / (E * h) =$$

$$2 * 1 * 20^2 * 0.931 / 2.1 * 10^8 * 0.1 =$$

$$\Delta r_{ZQ} = 3.55 \text{ e-5 m} = \mathbf{0.0355 \text{ mm}}$$



$$\chi_{ZQ} = 2 * Q_B * R_Z^2 * \lambda_Z^2 / (E * h) = \mathbf{3.3 \text{ e-5}}$$

##### 5) Statisch Unbestimmte $M_B = 1 \text{ KN m / m}$

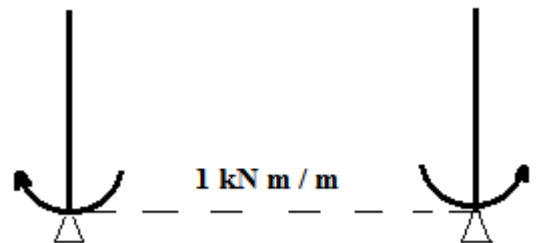
$$\Delta r_{ZM} = 2 * M_B * R_Z^2 * \lambda_Z^2 / (E * h) = 2 * 1 * 20^2 * 0.931^2 / 2.1 * 10^8 * 0.1 =$$

$$\Delta r_{ZM} = 3.3 \text{ e-5 m} = \mathbf{0.033 \text{ mm}}$$

$$\chi_{ZM} = 4 * M_B * R_Z^2 * \lambda_Z^3 / (E * h) =$$

$$= 4 * 1 * 20^2 * 0.931^3 / 2.1 * 10^8 * 0.1$$

$$\chi_{ZM} = \mathbf{6.14 \text{ e-5}}$$

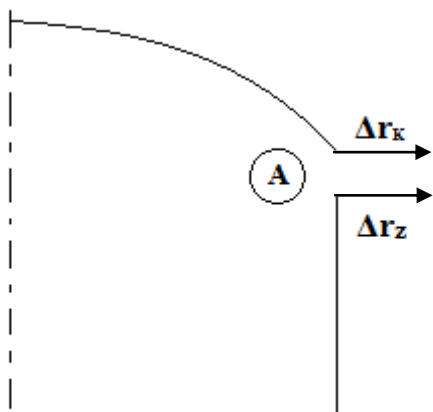


## 6) Berechnung der statisch Unbestimmten

### a.- Übergang Kugelschale – Kreiszyinderschale

An der Übergangsstelle zwischen Kugelschale und Kreiszyinderschale muss der gegenseitige Verschiebungs und Verdrehungssprung beider Teilschalen verschwinden.

### Verschiebungsgleichung



(Positiv  $\Delta r$  – Richtungen bei Kugel und Kreiszyinderschalen)

Es muss gelten:  $\Delta r_k = \Delta r_z$ , damit die gegenseitige Verschiebung der Schalenränder Null wird.

$$\Delta r_{k0} + X_Q * \Delta r_{kQ} + X_M * \Delta r_{kM} = \Delta r_{z0} + X_Q * \Delta r_{zQ} + X_M * \Delta r_{zM}$$

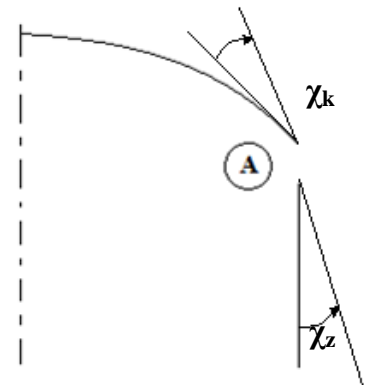
$$X_Q * (-0.0584) + X_M * 0.132 = X_Q * 0.0355 + X_M * 0.033$$

$$0.0939 X_Q - 0.099 X_M = 0 \quad - 1 -$$

**Verdrehungsgleichung**

(Positive  $\chi$  – Richtung bei Kugel und KZS – gegenläufig)

Es muss gelten:  $\chi_K = -\chi_Z$ , damit die gegenseitige Verdrehung der Schalenränder Null wird.



$$\chi_K + X_Q \cdot \chi_{KQ} + X_M \cdot \chi_{KM} = -\chi_Z - X_Q \cdot \chi_{ZQ} - X_M \cdot \chi_{ZM}$$

$$X_Q \cdot 2.244 \cdot 10^{-4} + X_M \cdot (-5.96 \cdot 10^{-4}) = -1.905 \cdot 10^{-4} - X_Q \cdot (-3.3 \cdot 10^{-5}) - X_M \cdot (-6.14 \cdot 10^{-5})$$

$$0.0001914 X_Q - 0.0006574 X_M = -1.905 \cdot 10^{-4} \quad - 2 -$$

**Lösen des Gleichungssystems**

$$\begin{pmatrix} 0.0939 & -0.099 \\ 0.0001914 & -0.0006574 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_Q \\ X_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -1.905 \cdot 10^{-4} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} X_Q \\ X_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.440836 \\ 0.418126 \end{pmatrix}$$

Das sind die Steigerungsfaktoren der statisch Unbestimmten, die die gegenseitige Verschiebung und Verdrehung zu Null machen.

**b.- Übergang Kreiszyinderschale - Boden****Verschiebungsgleichung**

$$(\Delta r_Z = 0)$$

$$\Delta r_{Z0} + X_Q * \Delta r_{ZQ} + X_M * \Delta r_{ZM} = 0$$

$$1.905 + X_Q * 0.0355 + X_M * 0.033 = 0$$

$$0.0355 X_Q + 0.033 X_M = -1.905 \quad - 3 -$$

**Verdrehungsgleichung**

$$(\chi = 0)$$

$$\chi_{Z0} + X_Q * \chi_{ZQ} + X_M * \chi_{ZM} = 0$$

$$1.905 \text{ e-}4 + X_Q * 3.3 \text{ e-}5 + X_M * 6.14 \text{ e-}5 = 0$$

$$3.3 \text{ e-}5 X_Q + 6.14 \text{ e-}5 X_M = -1.905 \text{ e-}4 \quad - 4 -$$

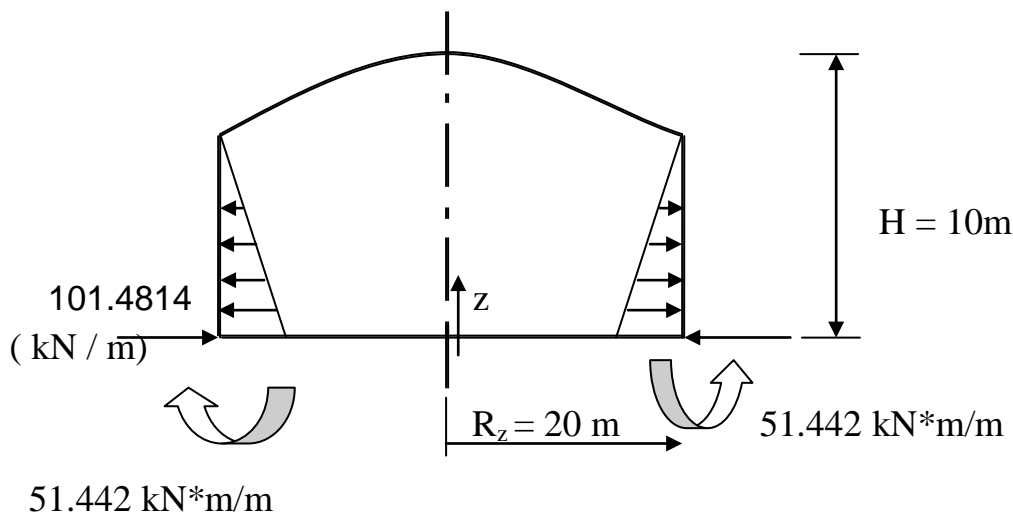
**Lösen des Gleichungssystems**

$$\begin{bmatrix} 0.0355 & 0.033 \\ 3.3 \text{ e-}5 & 6.14 \text{ e-}5 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_Q \\ X_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1.905 \\ -1.905 \text{ e-}4 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} X_Q \\ X_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -101.4814 \\ 51.442 \end{bmatrix}$$

### Schnittgrößen $n_{22}$ und $m_{11}$ in der Kreiszylinderschale

Am Übergang Kugel – KZS sind die statisch Überzähligen  $\sim 0$ , deshalb gehen von diesem Rand nur vernachlässigbare Randstörungen aus. Die Schnittgrößen in der KZS werden daher durch die Membranlösung und die vom unteren Rand aus gehenden Randstörungen bestimmt.



$$n_{22}(z) = n_{220} + X_Q * n_{22Q}(z) + X_M * n_{22M}(z)$$

$$n_{22}(z) = \mu_F * R_z (H - z) + X_Q * 2 R_z * \lambda_z * e^{(-\lambda_z * z)} * \cos \lambda * z + \\ + X_M * 2 R_z * \lambda_z^2 * e^{(-\lambda_z * z)} (\cos \lambda * z - \sin \lambda * z)$$

$$n_{22}(z) = 10 * 20 (10 - z) - 101.4814 * 2 * 20 * 0.931 * e^{(-0.931 * z)} * \\ \cos 0.931z + 51.442 * 2 * 20 * 0.931^2 * e^{-0.931 * z} * (\cos 0.931z - \sin 0.931z)$$

$$n_{22}(z) = 2000 - 200z - 3779.167336 e^{(-0.931 * z)} * \cos 0.931z + \\ 1783.516774 * e^{-0.931 * z} * (\cos 0.931z - \sin 0.931z)$$



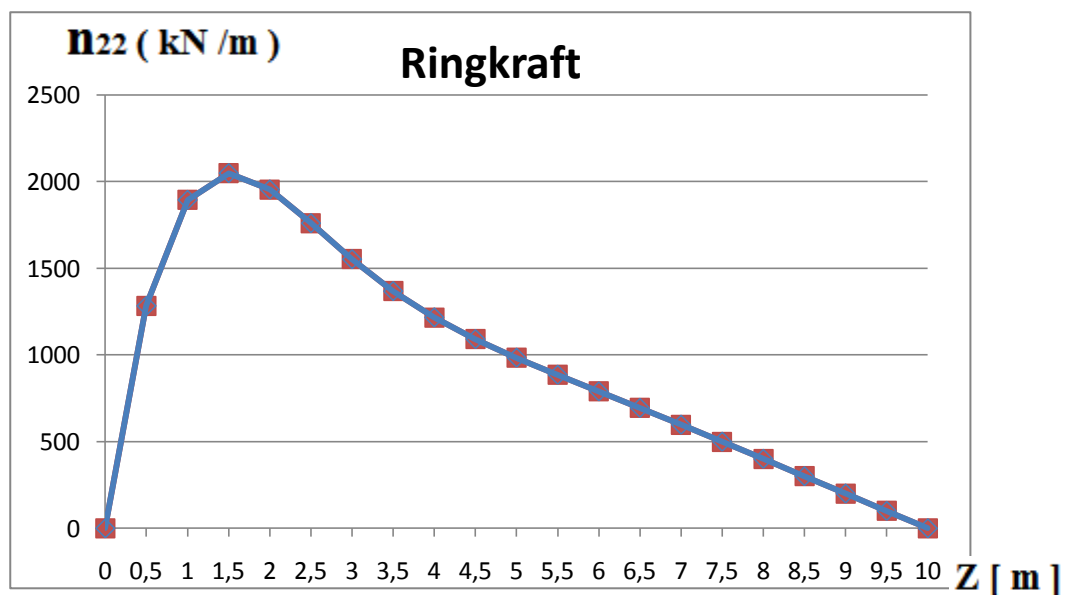
$$\begin{aligned}
 n_{22}(z) &= 2000 - 200z - e^{-0.931z} [(3779.167336 - 1783.516774) \cos 2.686z \\
 &\quad + 1783.516774 \sin 2.686z] \\
 &= 2000 - 200z - e^{-0.931z} [1995.65056 \cos (0.931z) - \\
 &\quad 1783.516774 \sin (0.931z)]
 \end{aligned}$$

$$m_{11} = X_Q * M_{11Q}(Z) + X_M * M_{11M}(Z)$$

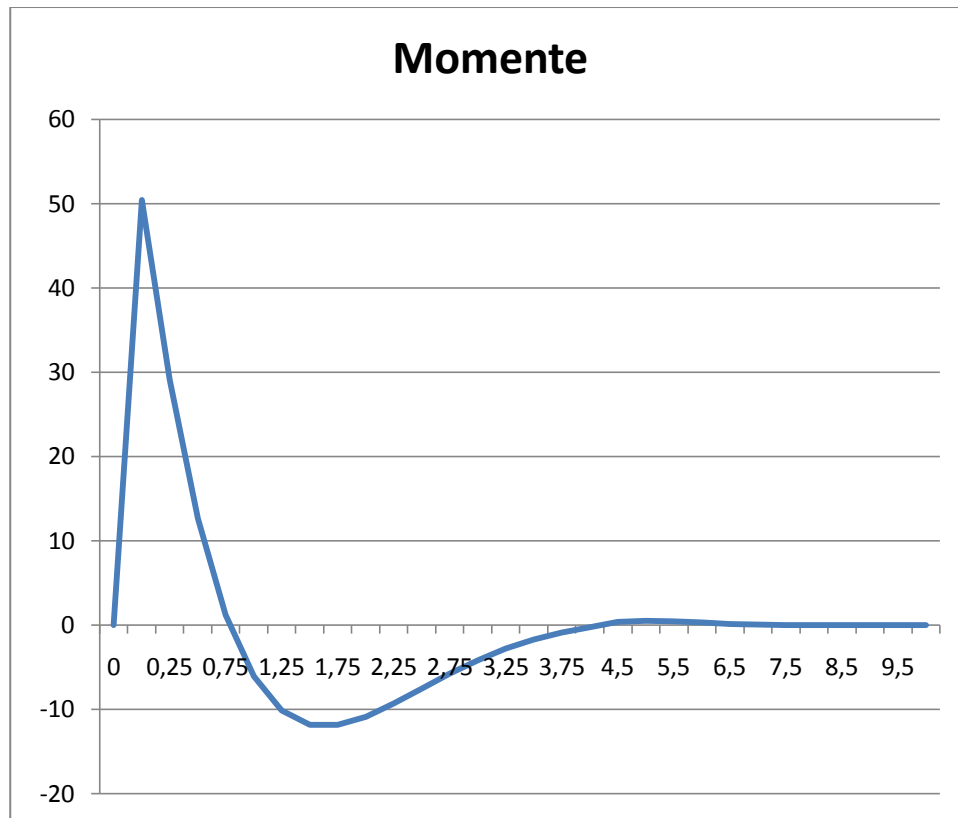
$$\begin{aligned}
 m_{11} &= X_Q * 1/\lambda_Z * e^{(-\lambda * z)} * \sin \lambda \cdot z + X_M * e^{(-\lambda * z)} * (\cos \lambda \cdot z + \sin \lambda \cdot z) \\
 &= -101.4814 / 0.931 * e^{-0.931z} * \sin 0.931 \cdot z + 51.442 * e^{-0.931z} * \\
 &\quad (\cos 0.931z + \sin 0.931z)
 \end{aligned}$$

$$m_{11} = e^{-0.931z} (-57.56 * \sin 0.931z + 51.442 * \cos 0.931z)$$

$$\begin{aligned}
 n_{22}(z) &= 2000 - 200z - e^{-0.931z} [1995.65056 \cos (0.931z) - \\
 &\quad 1783.516774 \sin (0.931z)]
 \end{aligned}$$



$$m_{11} = e^{-0.931 z} (-57.56 * \sin 0.931 z + 51.442 * \cos 0.931 z)$$



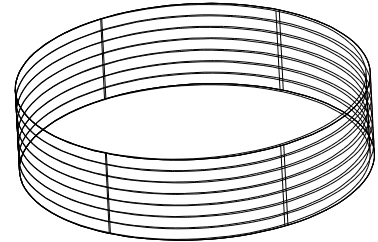
Maßgebend sind die Momente am Fußpunkt des Zylinder. Die dort auftretenden Maximalwerte nehmen mit wachsendem Abstand vom Fußpunkt schnell ab.

### 2.1.2 Eigenlasten

#### a) Zylinder

Der Zylinder besteht aus sich überlappenden Platten aus Stahl.

Hoch : 10 m  
 Dicke : 0.1 m  
 Gewicht des Stahl : 7800 kg / m<sup>3</sup>



$$G_z = 7800 * 10 * 0.1 = 7800 \text{ kg / m}$$

#### b) Der Deckel

Das Volumen einer Kalotte ist  $V = 2 \pi r h e_1$

Mit  $h = 3.5 \text{ m}$      $a = 20 \text{ m}$      $r = 58.9 \text{ m}$

$e_1$  (Dicke) = 0.01 m

$$V = 2 \pi * 58.9 * 3.5 * 0.05 = 64.764 \text{ m}^3$$

Gewicht(in kg) des Deckels :

$$G_k = 7800 \text{ kg / m}^3 * 64.764 \text{ m}^3 = \mathbf{505159 \text{ Kg}}$$

(Eine Annäherung an eine ebene Fläche kann vorgenommen werden:

$$\pi * 20^2 \text{ (m}^2\text{)} * 0.05 \text{ m} * 7800 \text{ kg / m}^3 = 491000 \text{ kg}$$

aber die Andere Lösung ist besser.)

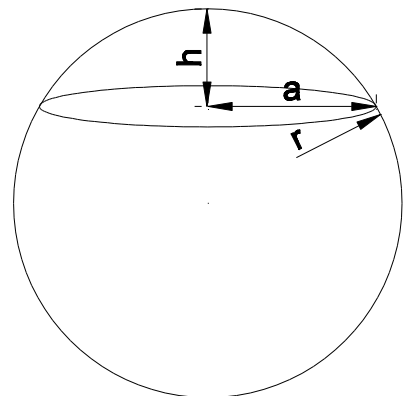
Das Gewicht des Deckels wird vom Zylinder aufgenommen. Die Linienlast pro laufenden Meter Wandstärke beträgt.

$$\text{Gesamtlänge der Wand : } 2 * \pi * R = 125.66 \text{ m}$$

$$\text{Gewicht : } 505159 \text{ kg}$$

$$G_{K-Z} = 505159 * 9.81 / 125.66 = 39436.2 \text{ kN / m}$$

$$\mathbf{Wand + Dach = 7800 \text{ kg / m} + 4020 \text{ kg / m} = \mathbf{11820 \text{ kg/m}}}$$



### c) Bodenplatte

Die Bodenplatte liegt flächig auf dem Untergrund auf. Deshalb es ist nicht erforderlich die Belastung aus dem Flüssigkeitsgewicht zu berücksichtigen.

$$V = \pi R^2 e_3 = \pi * 20^2 * 0.05 = 62.832 \text{ m}^3$$

$$G_b = 7800 * 12.566 * 9.8 = 4802.867 \text{ KN}$$

$$\text{Flüssigkeitsgewicht} : 833 * 10 = 8330 \text{ kg/m}^2 = 0.833 \text{ kg / cm}^2$$

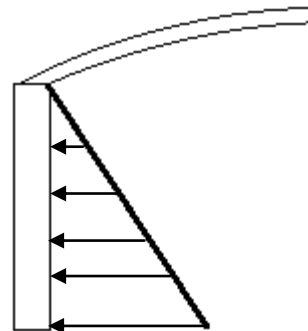
### d) Verschiedenes

#### Flüssiglast:

Spezifisches Gewicht des Treibstoffs :

$$833 \text{ kg / m}^3$$

Die ungünstigste Situation tritt ein, wenn der Zylinder vollständig gefüllt ist, d.h. bei einer Füllhöhe von 10 m.



Am Boden des Tanks, tritt eine Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung auf :

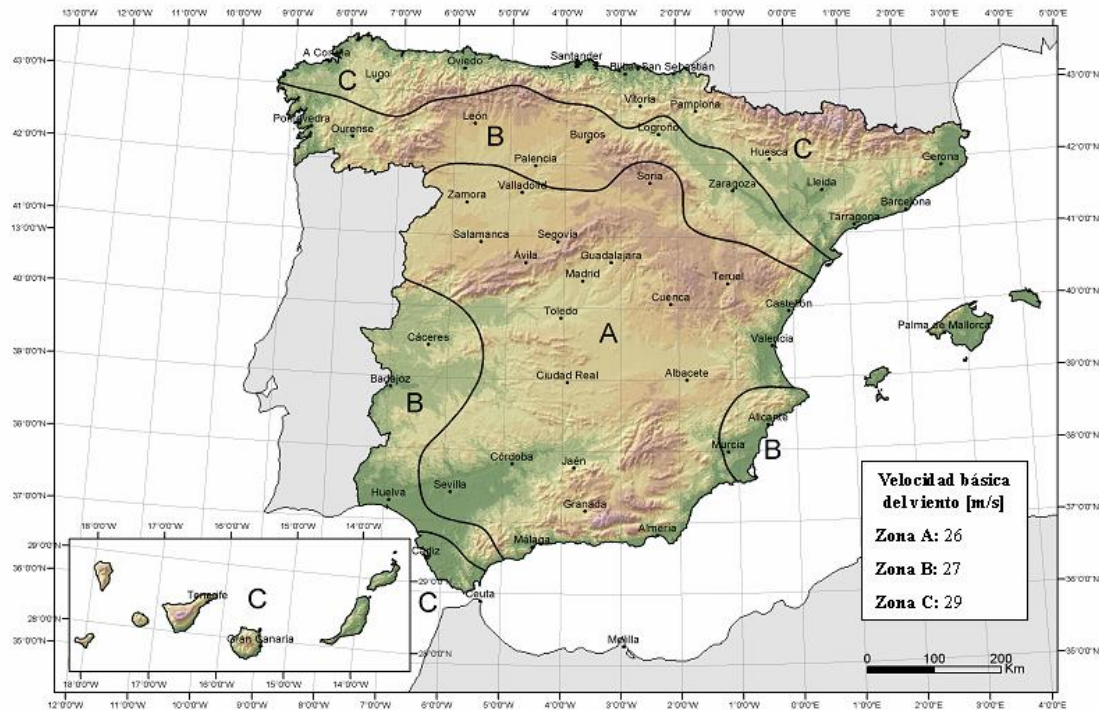
$$833 \text{ kg / m}^3 * 10 \text{ m} = \mathbf{8330 \text{ kg / m}^2}$$

## Belastungen durch den Wind

Die Belastung erfüllt das Gleichung  $q_e = q_b + c_e + c_p$ .

Wobei  $q_b$  für den Staudruck des Windes steht,  $c_e$  ist der Angriffsflächenkoeffizient und  $c_p$  ist der Windkoeffizient.

Der Wert für den dynamischen Druck ist in unten stehender Tabelle zu sehen.



Da der Tank in der Zone C gebaut wird, gilt  $q_b = 0,526 \text{ kN/m}^2$ . ( $q_e = 0.5 * 1.25 * V_b^2$ )

$C_e$  variiert mit der Höhe, der Rauheit und der Lage des Gebäudes.  
Für die Position unseres Tank haben wir ein  $C_e = 1.5$

Gemäß der Norm NBE AE 88, für zylindrische Strukturen  $C_p = 0.6$ .

$$Q_e = 0.526 \text{ kN/m}^2 * 1.5 * 0.6 = 0.47 \text{ kN / m}^2$$

Winddruck auf dem Zylinder:

$$Q_w = 0.47 \text{ kN / m}^2 * 100 \text{ kg / kN} * 40 \text{ m (Durchmesser)} * 10 \text{ m (Hoch)} = 18800 \text{ kg}$$

## Schneelast

Für diesen Tank wird  $1 \text{ kN} / \text{m}^2$  für die Schneelast angenommen.

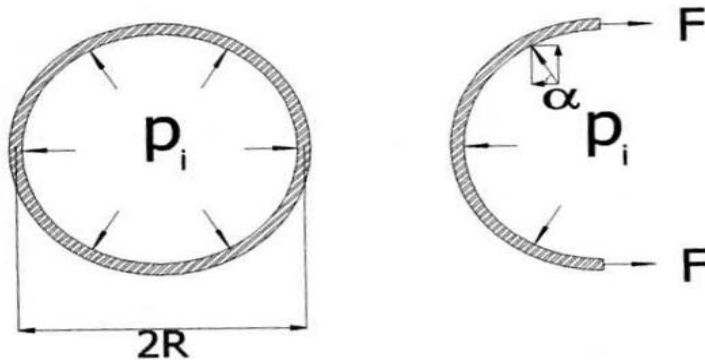
$$1 \text{ kN/m}^2 * \pi 20^2 = 1256.673 \text{ kN}$$

$$1256637 / (9.8 * 2 * \pi * 20) = 1020.4 \text{ kg} / \text{m}$$

## Umlaufende Belastung

Worst-Case-Szenario wird betrachtet:

- Voller Tank
- Berechnungen am Fuße des Behälters.



$$2F = 2 \int_0^{2\pi} p_i \cos \alpha R d\alpha = 2p_i R$$

$$F = p_i R$$

$$F (\text{Kraft}) = 8330 \text{ kg/m}^2 * 20 = 166600 \text{ kg} / \text{m}$$

$$\text{Kraft} / \text{Dicke} = 166600 / 0.1 = 16660 \text{ kg/m}^2 = 166.6 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

## Vertikale Belastung der Wände

$$\text{Gewicht} + \text{Schnee} = 11820 + 1020.4 = 12840.4 \text{ kg} / \text{m}$$

$$12840.4 / 0.1 = 128404 \text{ kg} / \text{m}^2 = 12.84 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

### 2.1.4 Sicherheitsfaktor:

Die Spannung, die auf den Stahl wirkt, beträgt 6678 kg / cm<sup>2</sup>.

In dieser Abschlussarbeit werden folgende Daten angenommen:

Flüssigkeitsdruck: 166.6 kg/cm<sup>2</sup>

Gewicht : 12.84 kg/cm<sup>2</sup>

**Vertikaler Sicherheitsfaktor** :  $6678 / (166.6 + 12.84) = 6678 / 179.44 = 37$

### **Schubspannung**

Der Nachweis erfolgt am Fuße des Behälters. Die angesetzten horizontalen Kräfte resultieren aus der Wind- und Flüssigkeitsbelastung.

$$S_s = Q * S_m / (b * I)$$

$S_s$  = Schubspannung

$Q$  = Querkraft

$S_m$  = Statisches Moment

$b$  = Schnittdicke bis zur Neutralen Schicht (2 \* Wanddicke)

$I$  = Trägheitsmoment des äußeren Rings

### **WIND:**

$$Q = 18800 \text{ kg}$$

$$S_m = (2 * \pi * R / 2) * 0.1 * 2 * R / \pi = 80 \text{ m}^3$$

$$b = 0.2 \text{ m}$$

$$I = \frac{1}{4} \pi (R_e^4 - R_i^4) = \frac{1}{4} \pi [(20+0.05)^4 - (20-0.05)^4] = 2513.3 \text{ m}^4$$

$$T = 18800 * 80 / (0.2 * 2513.3) = 3000 \text{ kg / m}^2 = 0.3 \text{ kg / cm}^2$$

## 2.2 Finite Element Methode

### 2.2.1 Einführung in die FEM und ANSYS

Der Begriff der „Finiten Elemente Methode“ (oder auch „*finite element method*“) wurde erstmal 1960 geprägt und erfuhr bis heute eine immer weitere Verbreitung und Entwicklung, die eng mit der fortschreitenden Bereitstellung leistungsfähiger Hardware verknüpft ist. Die meisten Aufgabe im Bereich der Ingenieurwissenschaften führen auf Randwertprobleme zurück. Die Lösung der zugehörigen Differentialgleichungen ist solange möglich und verhältnismäßig einfach, wie es sich um eindimensionale Fälle handelt. Sobald aber mehrdimensionale Probleme beschrieben werden, ist die Lösung, von einigen Ausnahmen abgesehen, sehr schwierig oder gar unmöglich. Wobei eine analytische Lösung keinesfalls bedeutet, dass sie einer Numerischen im Sinne des praktischen Nutzens überlegen ist. Eine analytische Lösung findet zwar oft die Bezeichnung „exakt“ sie kann aber nur so exakt sein, wie die ihr zu Grunde liegende Theorie. Für die Praxis sind numerische Verfahren von wesentlich größerer Bedeutung, da sie auch auf komplizierte Geometrien anwendbar sind. Dabei sind sie allerdings mit Ungenauigkeiten behaftet.

Bei der FEM handelt es sich um ein solches numerisches Näherungsverfahren. Nach der Idealisierung folgt die Aufteilung, bei der das zu untersuchende Kontinuum, nach dem Grundsatz *von Ganzen zum Teil*, in eine finite (aus dem Lateinischen: finita - endlich) Anzahl von Elementen unterteilt wird. Im Gegensatz zur früher bekannten Methode der finiten Differenzen müssen diese Elemente nicht gleich oder uniform sein, sondern können in Größe und Form untereinander variieren, was den großen Vorteil hat, dass Regionen höheren Interesses oder Regionen, die hohe Gradienten der unbekannten Größen aufweisen, feiner „vernetzt“ werden können. Ein so diskretisiertes Kontinuum besteht aus eben diesen Elementen, die durch Knoten (englisch: nodes) miteinander verbunden sind. Für jedes Element wird dann ein Verschiebungsverlauf angenommen, also die Änderung der abhängigen Variablen mit dem Ort. Dabei sind die Unbekannten die Stützwerte in den Knoten. Diese bestehen aus bis zu sechs Größen, drei Translationen und drei Rotationen (in Fall der Festigkeitsberechnung).

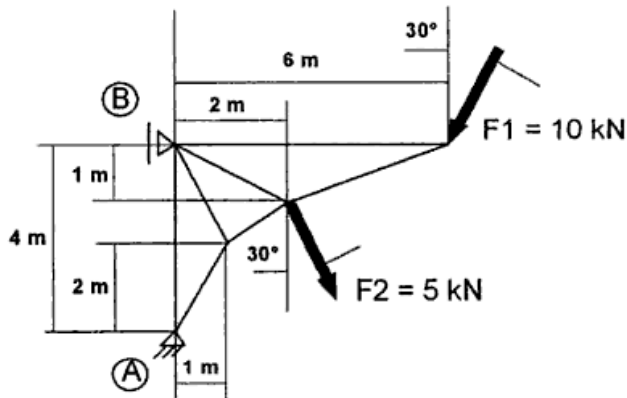


Nach dem Verfahren von *Ritz*, nach dem eine Minimalforderung für die potentielle Energie der Struktur aufgestellt wird, kann ein algebraisches Gleichungssystem für die unbekannten Verschiebungsgrößen aufgestellt werden. Das Gleichungssystem besteht aus der Matrix  $[K]$ , dem Verschiebungsvektor  $\{u\}$  und dem Lastvektor  $\{F\}$ . Die Matrix  $[K]$  wird dabei hauptsächlich aus Material- und Geometriedaten errechnet und wird somit als Steifigkeitmatrix bezeichnet. Der Vektor  $\{u\}$  enthält die unbekannten Knotenverschiebungen, translatorisch  $U_x$ ,  $U_y$ ,  $U_z$ , und rotatorisch  $ROT_x$ ,  $ROT_y$  und  $ROT_z$ . Aus dem so geformten Gleichungssystem jedes Elementes wird *vom Teil zum Ganzen* übergegangen und das gesamte Gleichungssystem gebildet. Nach Berücksichtigung der Randbedingungen ist dieses Gleichungssystem lösbar, beispielsweise mit dem Gauß'schen Algorithmus [1]. Heute werden jedoch vorwiegend iterative Verfahren eingesetzt. Der Verschiebungsvektor wird bestimmt, ebenso die unbekannten Lasten.

Die heutigen Möglichkeiten, die sich dem Ingenieur mit Hilfe der FEM bieten, finden ihre Grenzen nur noch in der Leistungsfähigkeit der verwendeten Computer – Hardware. Sie begrenzt wie genau und wie komplex eine Problemstellung simuliert werden kann. Dabei stehen die Genauigkeit und die Geschwindigkeit in einem antagonistischen Verhältnis zueinander. Schnell ist die Anzahl von mehreren hunderttausend Unbekannten errichten. Die Betrachtungen reichen von kleinen, freigeschnittenen Bauteil unter einfachen Lasten, bis hin zu vollständigen Maschinen mit gekoppelter statischer und dynamischer Berechnung und Strömungssimulationen.

Solange sich die mögliche Rechenleistung vergrößert wird, werden sich auch die Rechenmodelle immer weiter verkomplizieren und deren Feinmaschigkeit vergrößern. [1]

## Beispiel



Die Stäbe sind gelenkig verbunden. Alle Stäbe sind aus Stahl.

Alle Querschnitte 100 x 100 mm.

### 1.- Modellierung, Berechnung und Auswertung

Allgemeine Anmerkung: Die meisten FE-Programme arbeiten „einheitenlos“, d.h. die Größen müssen konsistent sein (am besten SI-Einheiten m, kg, s). Manche Programme erlauben oder erfordern aber auch eine Wahl z.B. auf das im Maschinenbau übliche Einheitensystem mit N, mm, s.

Elementtyp: Stabelement, weil die Knoten nur Translationsfreiheitsgrade haben dürfen. Dadurch sind die Stäbe der Struktur gelenkig miteinander verbunden. Balkenelemente wären biege- und torsiionssteif gekoppelt.

Elementeigenschaften: Bei Stabelementen muss die Querschnittsfläche als „Eigenschaft“ eingegeben werden:  $A = 100 \cdot 100 = 10.000 \text{ mm}^2$ .

Werkstoff: Für eine statische, lineare Strukturanalyse ist nur die Angabe des Elastizitätsmodulus  $E$  und der Querkontraktion  $\nu$  erforderlich. Standardwerte für Stahl:  $E = 210.000 \text{ N/mm}^2$ ;  $\nu = 0,3$ .

Knoten und Elemente: Zuerst ist ein Koordinatenursprung festzulegen. Das geschieht bei den meisten Programmen direkt durch die Platzierung eines Knotens auf die x/y/z-Koordinaten 0/0/0. Die weiteren Knoten sind mit ihren drei Koordinaten entsprechend der Skizze zu platzieren. Zwischen die Knoten werden die Elemente eingefügt. (Abb. 9)

Lagerbedingungen: Die Verschiebung des Knotens unten links (1) ist zu verhindern (Festlager); d.h. die Translationsfreiheitsgrade  $x$  und  $y$  sind zu fesseln:  $u_{x1} = 0$ ;  $u_{y1} = 0$ . Der Knoten oben links (5) wird nur in seiner  $x$  – Bewegung behindert:  $u_{x5}()$  (Loslager)

Lasten: Die Kräfte müssen bei den meisten Programmen in ihre Komponenten zerlegt und dann an den entsprechenden Knoten angebracht werden:

$$F_{x4} = -5000 \text{ N}, F_{y4} = -8660 \text{ N}; F_{x3} = 2500 \text{ N}, F_{y3} = -4330 \text{ N}.$$

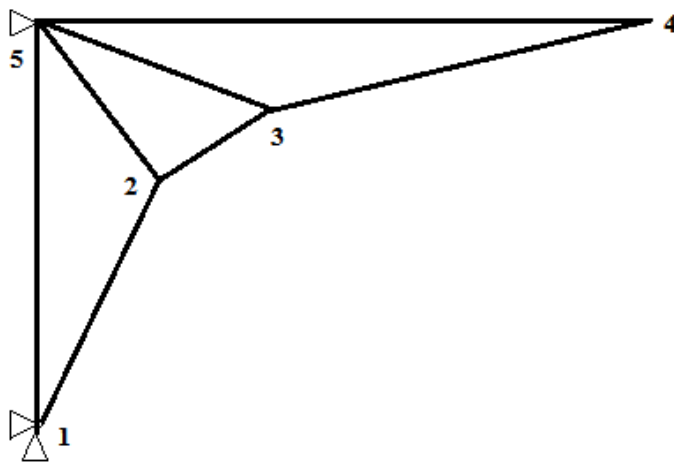


Abb 9.

### Berechnung und Auswertung

Zur Berechnung müssen bei der einfachen statisch-linearen Strukturanalyse meistens keine weiteren Einstellungen vorgenommen werden. Man kann direkt aus dem Preprozessor in den Solver wechseln und dort die Optionen „Berechnen“ wählen.

Verformungsergebnisse: Zuerst sollte man sich die Knotenverschiebungen und die Gesamtverformung darstellen. Sehr hilfreich ist eine Verformungsanimation. Damit kann am einfachsten die Richtigkeit der Lagerbedingungen und Kraftrichtungen überprüft werden.

## 2.2.2 Berechnungen mit ANSYS

### Eingabesequenz für Lastfall Eigengewicht + Flüssigkeitsdruck

#### [Preprocessor]

```
/prep7
et,1,shell63
r,1,50
r,2,100
mp,ex,1,2.1e5
mp,prxy,1,0.3
mp,dens,1,7.8e-9
k,1,0,0,0
k,2,0,0,20000
k,3,20000,0,0
k,4,20000,0,10000
k,5,10257.2,0,12600
k,6,0,0,13500
bspline,3,4,
bspline,4,5,6
arot,1,2,,,,,1,2,360
aglua,all
mshk,0,0
esize,0,60
amesh,9,12
real,2
amesh,1,7,2
csys,1
nrot,all
fini
```

#### [Solution ]

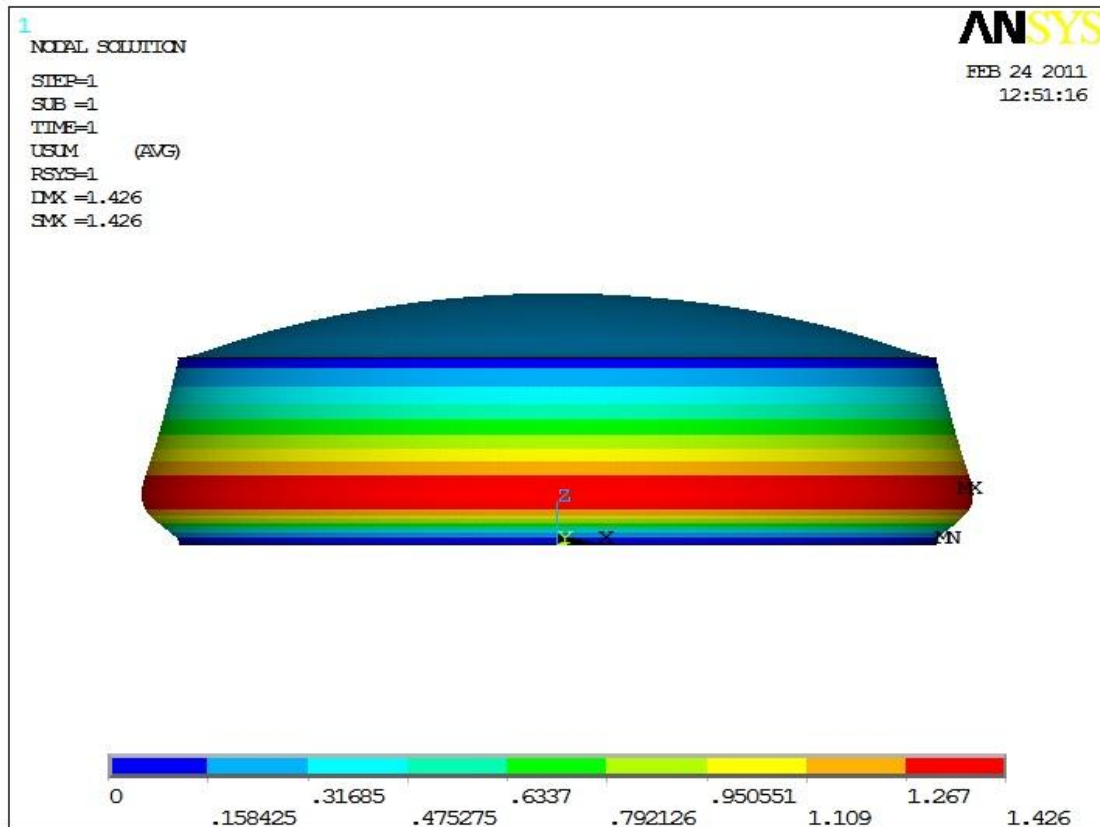
```
/solu
Antype,0
nsel,s,loc,z,0
d,all,ux,,,,,uy,uz,rotx,roty,rotz
alls
sfgrad,pres,0,z,10000,-1e-5
nsel,s,loc,x,20000
sf,all,pres,0
alls
sfa,9,,pres,-0.001
sfa,10,,pres,-0.001
sfa,11,,pres,-0.001
sfa,12,,pres,-0.001
acel,0,0,-9810
solve
fini
```

**[Postprocesor]**

```
/post1  
rsys,1  
path,section1,2  
ppath,1,10936  
ppath,2,15  
pdef,sy,s,y  
plpath,sy  
Finish
```

### A) Flüssigkeitsdruck

## GESAMTVERFORMUNG



### MAXIMUM ABSOLUTE VALUES

NODE	11470	5541	67	11470
VALUE	1.4267	-0.27697E-05	-0.21206	1.4271

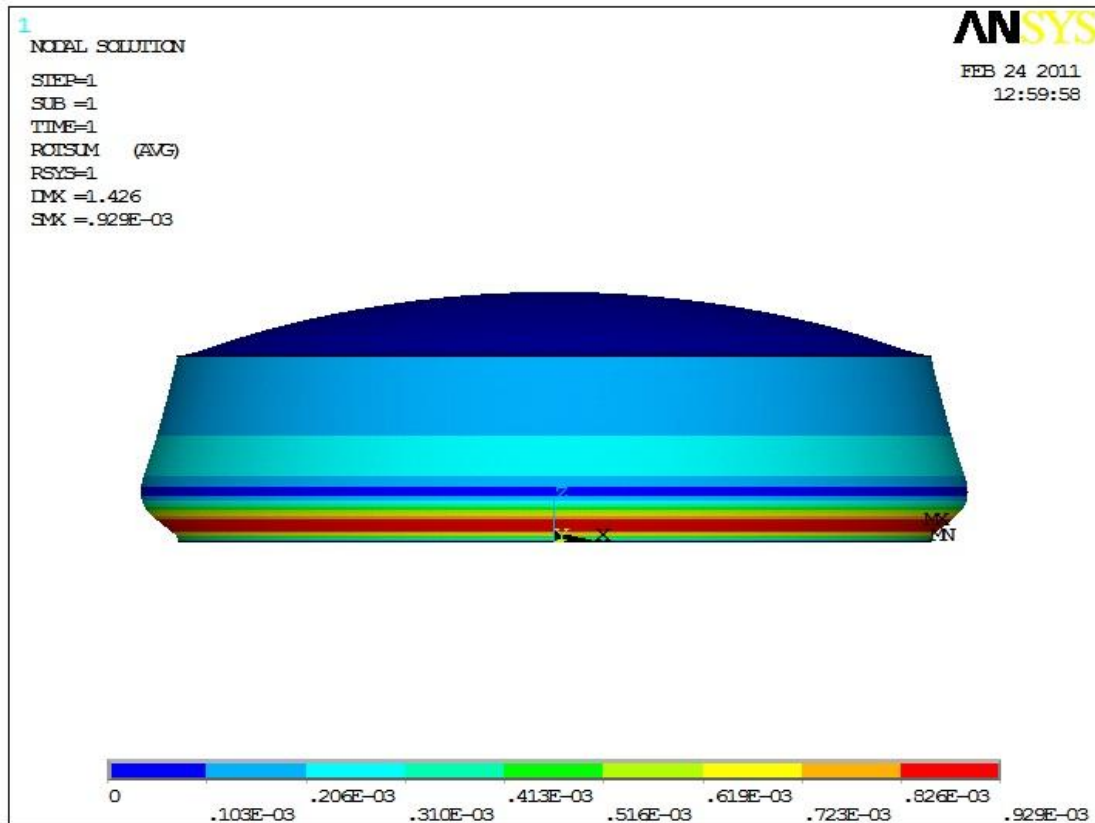
NODE	X	Y	Z	THXY	THYZ	THZX
11470	19665.	3644.7	2666.7	10.50	0.00	0.00

Die Höhe dieses Punktes beträgt ungefähr 2.67 Meter über dem Boden. Wenn die Berechnung noch einmal mit dieser Höhe gemacht wird, erhält man:

$$\Delta \mathbf{r}_{z0} = \mu_F * R_z^2 * z / (E * e_2) = 10 * 20^2 * 7.33 / (2.1 \text{ e } 8 * 0.1) = 1.4 \text{ e-3 m}$$

$\Delta \mathbf{r}_{z0} = 1.4 \text{ mm}$

## VERDREHUNGEN

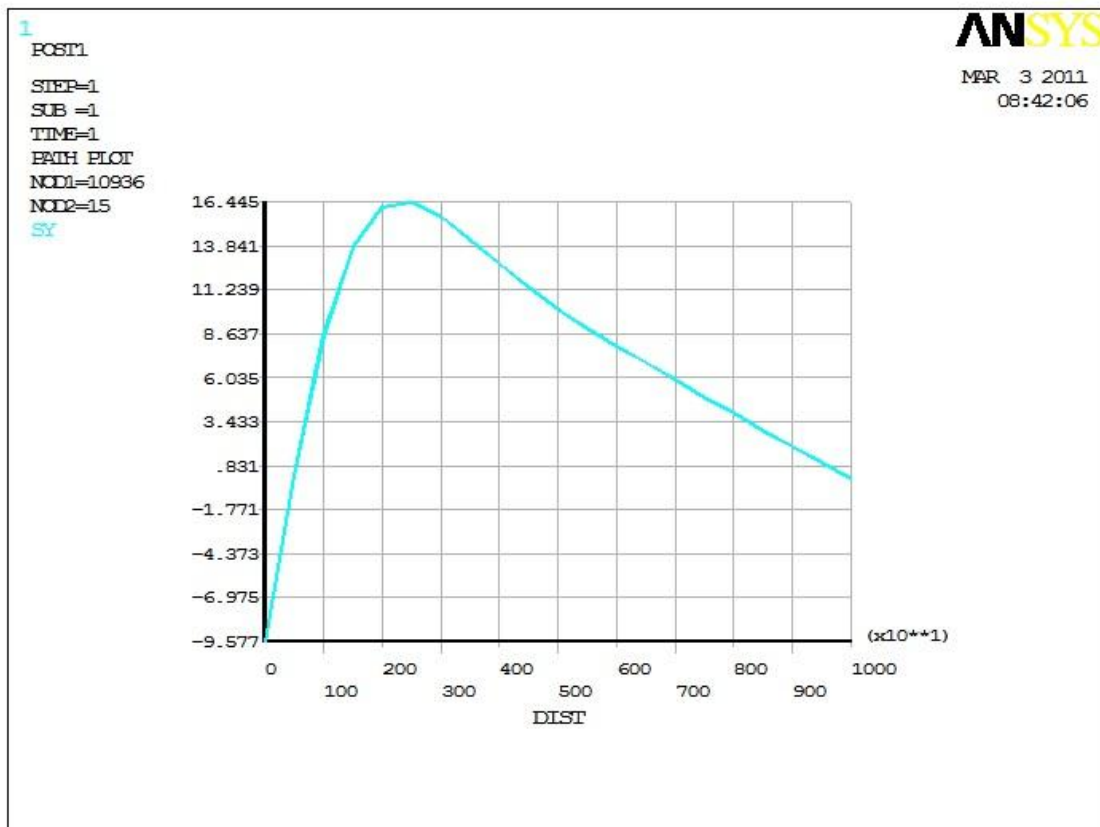


In diesem Bild werden die verschiedenen Verdrehungen des Tank dargestellt.

In der Handberechnung wird am Übergang Kugelkalotte / Kreiszyylinder ein Drehwinkel von  $\chi_{zo} = 1.905e-4 = 0.1905 \text{ e-3}$  berechnet. Dieses analytische Resultat wird durch das oben gezeigte numerisch gewonnene Ergebnis sehr gut bestätigt.

```
*** SUMMATION OF TOTAL FORCES AND MOMENTS IN COORDINATE SYSTEM 1
NOTE: THE SUM IS DONE IN COORDINATE SYSTEM 1
FX = 0.1301155E+08
FY = -0.1088730
FZ = 0.3082585E-05
MX = 56.37401
MY = 0.6719596E+10
MZ = -0.2167672E-03
```

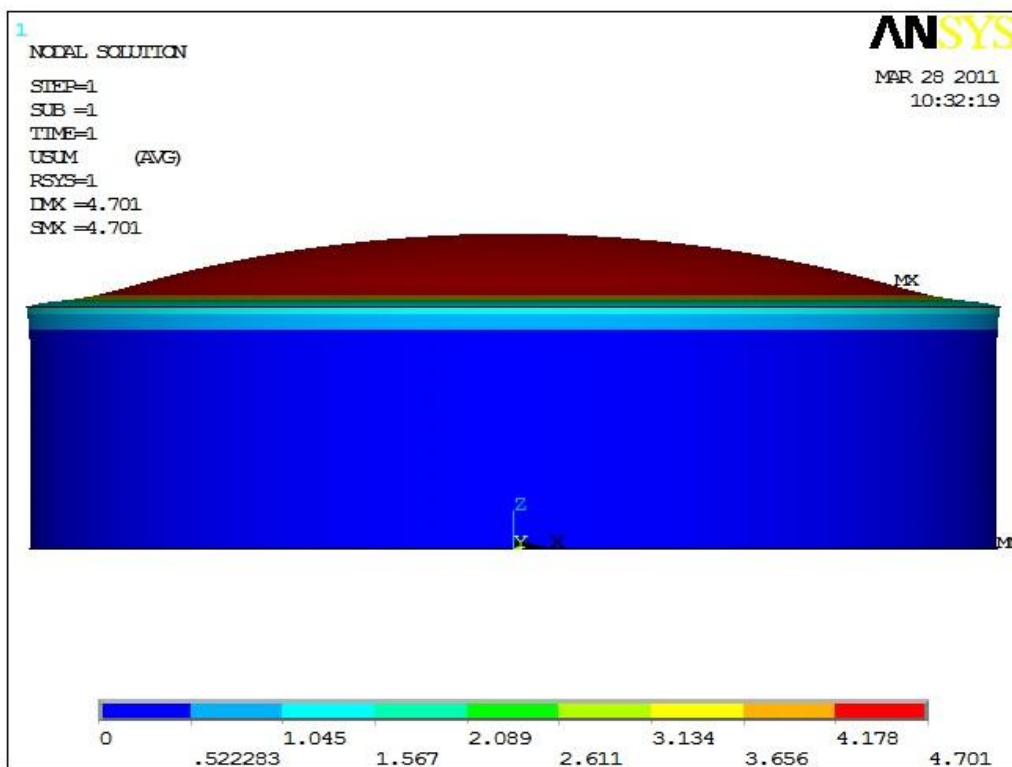
Das nächste Bild können zeigt die Ringkraft infolge des Flüssigkeitsdrucks. Am Boden ist sie null, weil der Behälter unten eingespannt ist.



Ringkraft infolge Flüssigkeitsdruck

## B) Eigenlast

## Gesamtverformung





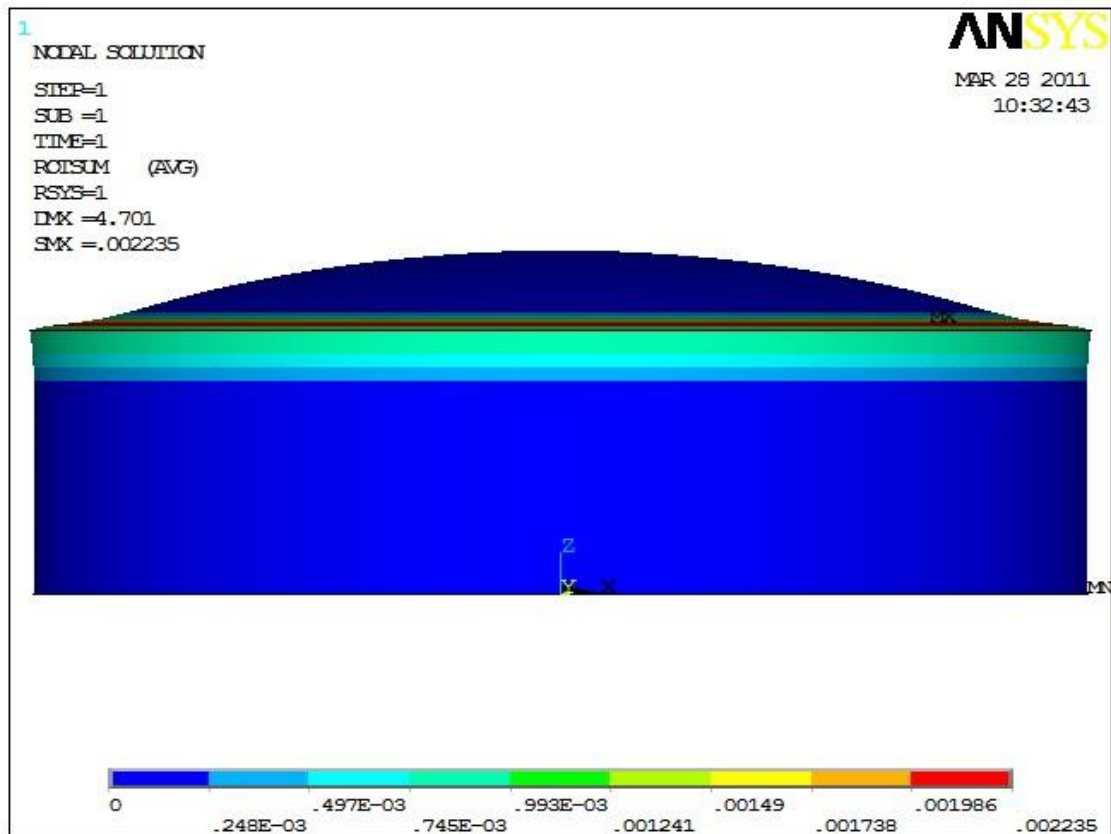


Abb. 3 und 4: Verschiebung und Verdrehung. Scale 1- 500

In diesen Bilder sind die Verschiebungen und der Verdrehungen des Behälter unter Eigenlast dargestellt. In der Wand des Kreiszylinders sind die Verschiebungen und Verdrehungen null, weil alle Kräfte in Z - Richtung wirken. Im Deckel dagegen treten unter dieser Belastung Verformungen senkrecht zur Schalenmittelfläche auf.

Das erste Bild zeigt, dass die Verschiebungen im gesamten Kalottenbereich etwa gleiche Größenordnung besitzen. Im oberen Zylinderbereich treten infolge des Kuppelschubs Aufweitungen senkrecht zur Schalenmittelflächer auf, deren Beträge in Vergleich zur Kugelkalotte klein sind.

Bei den Verdrehungen zeigt sich eine umgekehrte Tendenz. Während in der Zylinderwand Verdrehungen auftreten, sind diese im Kalottenbereich nahezu Null.

## C) Schneelast

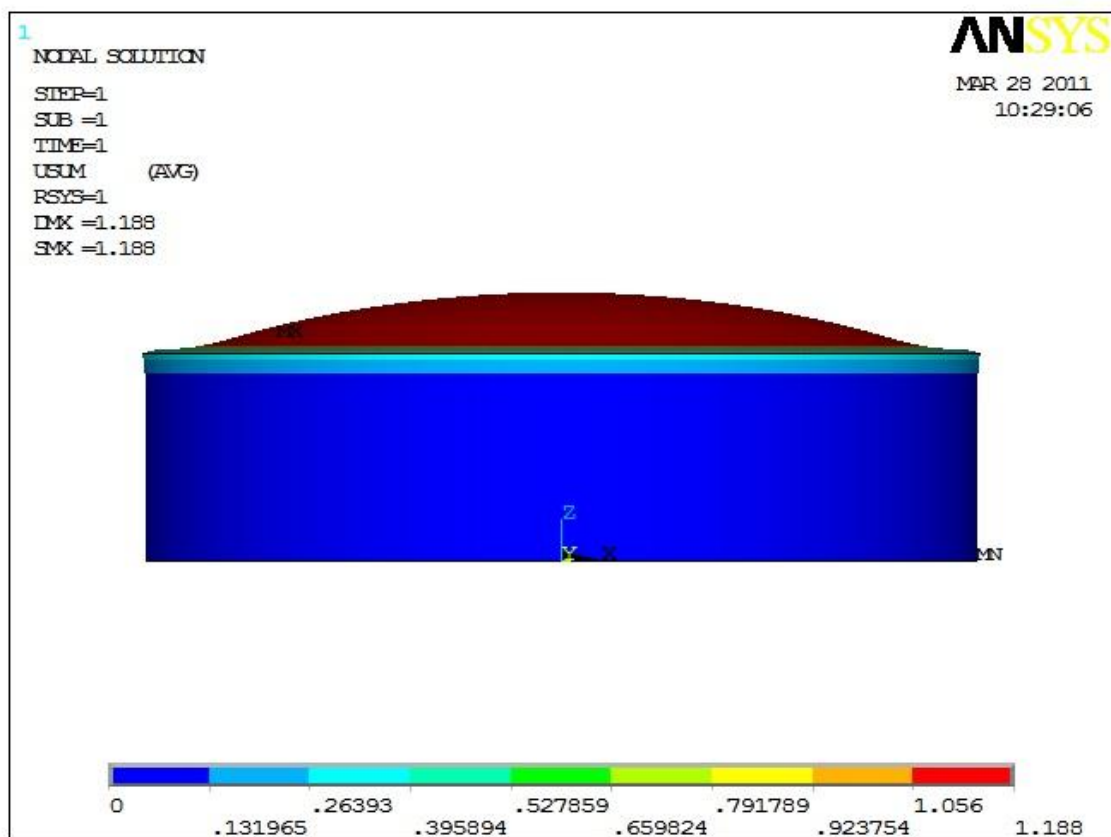
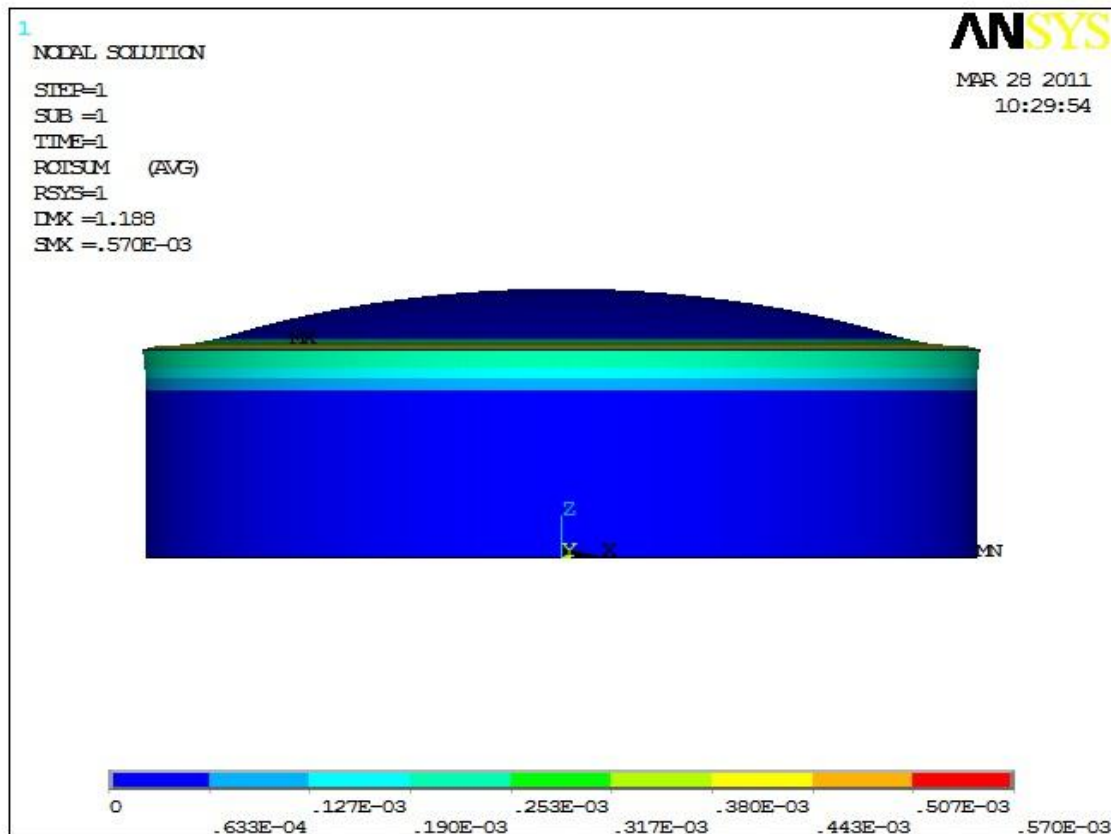


Abb. 5 und 6: Verschiebung und Verdrehung. Scale - 500

## D) Alle Last zusammen

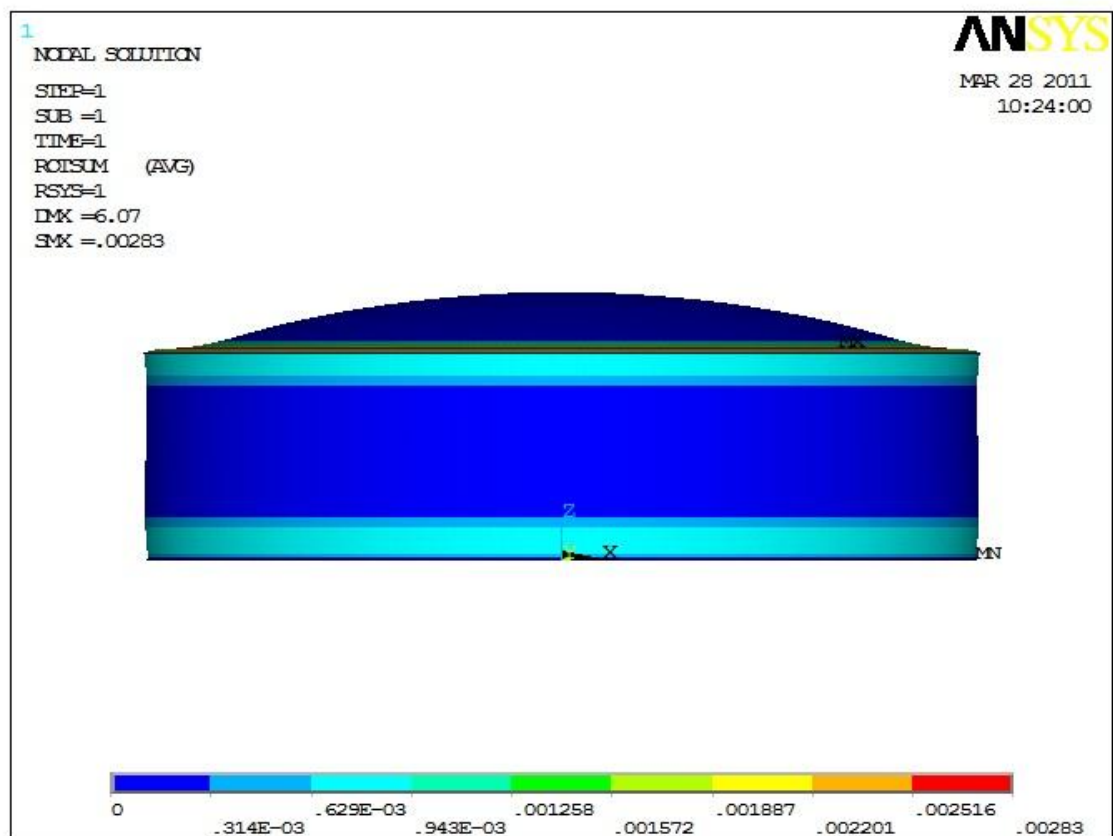
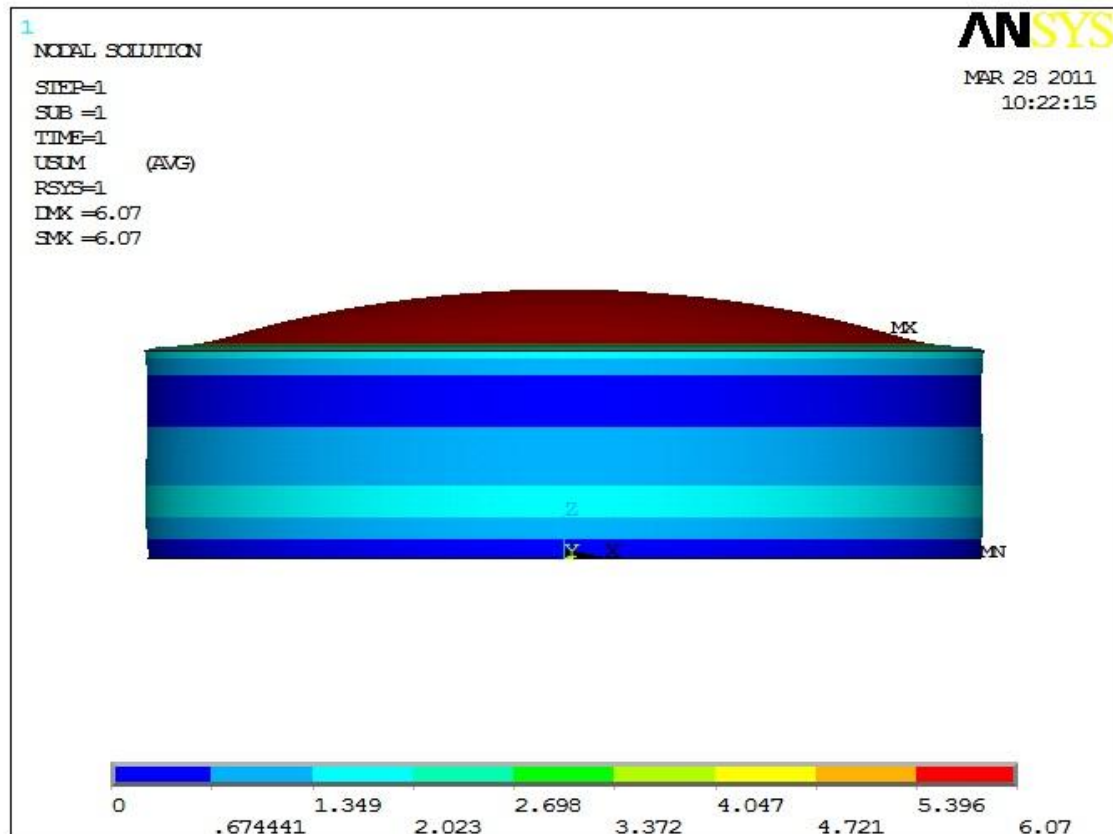


Abb. 7 und 8: Verschiebung und Verdrehung. Scale - 100

# Kraftstofftank

## Bau

### 3.- Bau des Kraftstofftanks

#### 3.1 Erdarbeiten Anleitung

- a) Ein Pfahl wird in die Mitte des Tanks gesetzt.
- b) Um den zentralen Anteil abzugrenzen, wird eine Begrenzungslinie um das Fundament mit Sand oder Sägemehl gelegt.
- c) Die Baugrube für das Fundament hat eine Tiefe von ca. 600 mm und ist 800 mm breit.
- d) Im Innenbereich wird bis zu einer Tiefe von ca. 350 mm gegraben und alles organische Material muss entfernt werden.
- e) Ein Betonblock wird an die Stelle des Holzpfehls gesetzt. Dies garantiert eine größere Stabilität des Behältersbodens.
- f) Ebenen der Unterseite des Fundaments mit gut verdichtetem Kies mit einer Stärke von ca. 100 mm. Dadurch wird ein ebener fester Boden geschaffen, auf den der Boden des Tanks gelegt wird

**Abb.9 : Foto Detail das Ergebnis dieser Arbeiten.**

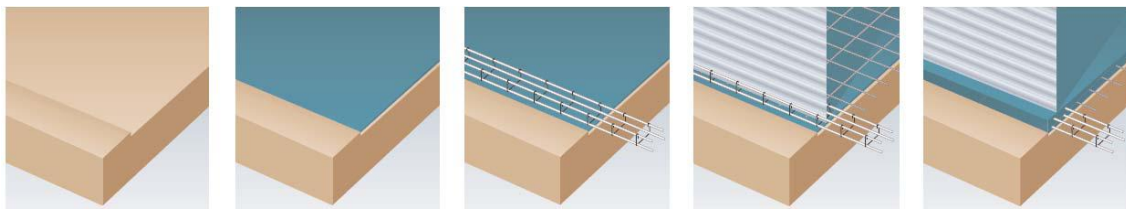


## 3.2 Details der Bauarbeiten

Nach der Durchführung der Grabung und Präparation des Bodens, wird die Basis des Zylinders gebaut. Dazu wird folgendermaßen vorgegangen, wie die Abbildungen darstellen.

a) Betonieren der Sohlplatte

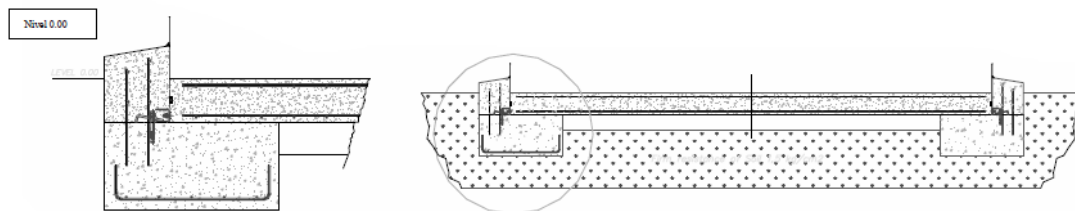
b) Bewehrung



c) Positionierung der Platte mit Ankern und Netz.

d) Der Ring wird einbetoniert

Im nächsten Bild (Abb. 10) ist dies noch einmal dargestellt.



**Abb. 10**



### 3.3 Baustelle („in situ“)



Abb. 11 : Bauen des Kraftstofftanks



Abb. 12: Endzustand

## 4 Bibliographie

- [1] Joscha Bongardt : Untersuchung der Betriebsbelastung der Regelstufen-Düsen einer MAN Industriedampfturbine
- [2] CONRAD ELLER. Finite Elemente in der Statik und Dynamik  
- Vorlesungsskript Hochschule Niederrhein.
- [3] Theorie und Berechnung rotationssymmetrischer Bauwerke  
by Gyula Márkus, 1976, Werner-Verlag edition

CTE(Codigo )

<http://www.codigotecnico.org/web/recursos/documentos/dbse/se3/030.html>

<http://www.codigotecnico.org/web/recursos/documentos/dbse/se3/040.html>

[www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)

ITC: Industrial Tank Corporation.

American Petroleum Institute (API)

**API 650** und **API\_12J**

[http://www.engineeringtoolbox.com/specific-gravity-liquids-d\\_336.html](http://www.engineeringtoolbox.com/specific-gravity-liquids-d_336.html)

[www.manualespdf.es/manual-ansys](http://www.manualespdf.es/manual-ansys)

<http://www.eurocodigo3.es/Enlaces.html>

<http://www.uv.es/asepuma/XIV/comunica/117.pdf>